

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Optimalizace uložení vstupního pastorku
kuželového soukolí Klingelberg

Optimization of an Input Pinion Support for a
Klingelberg Bevel Gearing

Student:

Bc. Ondřej Baier

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Ondřej Baier

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Optimalizace uložení vstupního pastorku kuželového soukolí
Klingelnberg
Optimization of an Input Pinion Support for a Klingelnberg Bevel
Gearing

Zásady pro vypracování:

Proveďte rešerši typů používaných kuželových soukolí s různoběžnými osami. Zhodnoťte jejich výhody a nevýhody a uveďte oblasti jejich použití. V druhé části rešerše popište používané systémy uložení hřídelů těchto soukolí. Pro řadu soukolí Klingelnberg proveďte optimalizační konstrukční návrh uložení pastorku v několika variantách. Zhodnoťte je a stanovte pořadí podle vhodných multikriteriálních parametrů. Tyto optimalizační parametry projednejte s výrobcem soukolí. Vyhodnocení proveďte vhodnou formou (tabulka, matice dat ap.).

Řada soukolí:

P1 – 100, 175, 250 [kW]

n_1 – 1500 [1/min]

u – 3, 4, 5 [-]

d_2 – 280 (100kW, $u = 3$) až 450 (250kW, $u = 5$) [mm] (přibližná hodnota)

Střední úhel sklonu zubů – 30 [°]

Nakreslete:

Řezy pastorkové sestavy pro každou variantu řešení (pouze pro jeden výkon)

Seznam doporučené odborné literatury:

Bolek, A., Kochman, J.: Části strojů 1, 2. Praha, SNTL 1989

Boháček, F. a kol.: Části a mechanismy strojů I, II. Brno, ES VUT, 1990

Moravec, V.: Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola. Montanex, a.s. Ostrava, 2001. ISBN 978-80-7225-051-5

Šalamoun, Č., Suchý, M.: Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. SNTL Praha, 1990. ISBN 80-03-00532-9

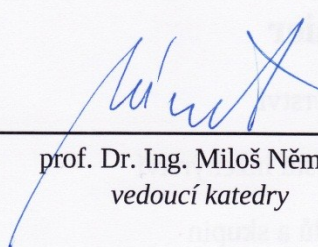
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

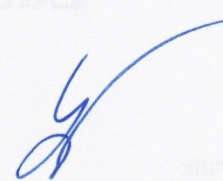
Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. května 2013

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15. května 2013

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ondřej Baier

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Krnovská 2788/30, 746 01 Opava

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BAIER, O. *Optimalizace uložení vstupního pastorku kuželového soukolí Klingelnberg: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 58 s. Vedoucí práce: Němček, M.

V diplomové práci se zabývám návrhem uložení vstupního kuželového pastorku a jeho následnou optimalizací. Úvod práce je věnován přehledu používaných typů kuželových soukolí s různoběžnými osami. V další části jsou popsány typy uložení hřídelů těchto soukolí. Hlavní část diplomové práce obsahuje detailní popis vybraných variant uložení kuželových pastorků. Každá z variant obsahuje výpočet, který je však podrobně popsán pouze pro jednu variantu řešení. Ostatní varianty (řešení, výkon, přev. poměr) jsou vyhodnoceny formou tabulky. Výsledkem práce je porovnání a výběr vhodné varianty řešení dle vhodných parametrů. K diplomové práci jsou přiloženy sestavné výkresy pastorkové sestavy pro každou variantu řešení.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

BAIER, O. *Optimization of an Input Pinion Support for a Klingelnberg Bevel Gearing: Diploma thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 58 s. Thesis head: Němček, M.

The diploma thesis deals with the design of the fit input bevel pinion and its subsequent optimization. Introduction is devoted to an overview of the types of bevel gears with concurrent axes. The next section describes the types of storage shafts of these gears. The main part of the thesis contains a detailed description of selected variants storage bevel pinions. Each variant contains a calculation that is described in detail only one possible solution. Other options (resolution, performance, gear ratio) are evaluated in a table. The result is the comparison and selection of a suitable alternative solution as appropriate parameters. The thesis shall be accompanied by drawings assembled pinion assembly for each possible solution.

Obsah

ÚVOD	1
1 KUŽELOVÁ SOUKOLÍ S RŮZNOBĚŽNÝMI OSAMI	2
1.1 Rozdělení kuželových soukolí dle úhlu os	2
1.1.1 Kuželové soukolí pravoúhlé	2
1.1.2 Kuželové soukolí kosoúhlé.....	2
1.2 Rozdělení kuželových soukolí dle tvaru věnce.....	3
1.2.1 Tvar I	3
1.2.2 Tvar II.....	4
1.2.3 Tvar III.....	4
1.3 Rozdělení kuželových kol dle průběhu zubů	5
1.3.1 Ozubená kola s přímými zuby	5
1.3.2 Ozubená kola s šikmými zuby	6
1.3.3 Ozubená kola s kruhovými zuby	6
1.3.4 Ozubená kola s paloidními zuby	8
1.3.5 Ozubená kola s eloidními zuby	8
1.3.6 Ozubená kola se spirálními zuby	9
1.3.7 Výhody a nevýhody kuželových kol dle průběhu zubů	10
2 ULOŽENÍ HŘÍDELŮ KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ	11
2.1 Uložení hřídelů kuželových soukolí letmo	11
2.2 Uložení hřídelů kuželových soukolí oboustranné.....	12
3 VÝROBA A POUŽITÍ OZUBENÍ KLINGELNBERG	13
4 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE KUŽELOVÉHO PASTORKU	14
4.1 Výpočet sil při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice	15
4.2 Výpočet sil při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice	15
4.3 Kontrola přenosu točivého momentu.....	15
4.4 Kontrolní pevnostní výpočet ozubených soukolí.....	17
5 NÁSTROJ PRO OPTIMALIZACI ULOŽENÍ.....	18

6	VARIANTA S KUŽELÍKOVÝMI LOŽISKY DO „O“	21
6.1	Stanovení reakcí v uložení hřídele	22
6.2	Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů	25
6.3	Statická kontrola hřídele	28
6.3.1	Kontrola v průřezu A – A	28
6.4	Dynamická kontrola hřídele	30
6.4.1	Kontrola v průřezu A – A	30
6.5	Průhyb a úhel naklopení hřídele	32
6.6	Stanovení životnosti kuželíkových ložisek	34
6.6.1	Výsledné reakce při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice	34
6.6.2	Výsledné reakce při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice	35
6.6.3	Stanovení axiálního zatížení	35
6.6.4	Výpočet trvanlivosti ložisek (možné případy zatížení)	37
6.7	Dílčí zhodnocení varianty	39
7	MODIFIKACE PŘEDCHOZÍ VARIANTY	40
7.1	Stanovení reakcí v uložení hřídele	40
7.2	Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů	41
7.3	Statická kontrola hřídele v průřezu A – A	41
7.4	Dynamická kontrola hřídele v průřezu A – A	41
7.5	Průhyb a úhel naklopení hřídele	41
7.6	Stanovení životnosti kuželíkových ložisek	42
7.7	Dílčí zhodnocení varianty	43
8	VARIANTA S KUŽELÍKOVÝMI LOŽISKY DO „X“	44
8.1	Stanovení reakcí v uložení hřídele	44
8.2	Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů	45
8.3	Statická kontrola hřídele v průřezu A – A a B – B	45
8.4	Dynamická kontrola hřídele v průřezu A – A a B – B	45
8.5	Průhyb a úhel naklopení hřídele	46

8.6	Stanovení životnosti kuželíkových ložisek	47
8.7	Dílčí zhodnocení varianty	47
9	VARIANTA S DVOUŘADÝMI LOŽISKY	48
9.1	Stanovení reakcí v uložení hřídele	48
9.2	Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů	49
9.3	Statická kontrola hřídele v průřezu A – A	49
9.4	Dynamická kontrola hřídele v průřezu A – A	50
9.5	Průhyb a úhel naklopení hřídele	50
9.6	Stanovení životnosti kuželíkových ložisek	51
9.7	Dílčí zhodnocení varianty	51
10	ZHODNOCENÍ	52
11	ZÁVĚR	55
12	POUŽITÁ LITERATURA	57
	PŘÍLOHY	59

Seznam použitých značek a symbolů

B	šířka ložiska	$[mm]$
C	základní dynamická únosnost ložiska	$[kN]$
D	velký průměr	$[mm]$
F_a	axiální síla	$[N]$
F_N	normální síla	$[N]$
F_r	radiální síla	$[N]$
F_t	tečná síla	$[N]$
F_p	síla působící na těsné pero	$[N]$
K_A	dynamický součinitel	$[-]$
K_a	axiální síla	$[N]$
L_{10}	základní trvanlivost ložiska	$[mil. ot.]$
L_{10h}	trvanlivost ložiska v provozních hodinách	$[hod.]$
M	točivý moment	$[N \cdot m]$
M_A	moment k bodu A	$[N \cdot m]$
M_B	moment k bodu B	$[N \cdot m]$
M_O	ohybový moment	$[N \cdot m]$
M_v	virtuální točivý moment	$[N \cdot m]$
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	$[N]$
R_A	silová reakce v podpoře A	$[N]$
R_B	silová reakce v podpoře B	$[N]$
R_e	mez kluzu	$[MPa]$
R_m	mez pevnosti	$[MPa]$
S_F	bezpečnost v ohybu	$[-]$
S_H	bezpečnost v dotyku	$[-]$
T	maximální šířka kuželíkového ložiska	$[mm]$
V	vrchol roztečného kužele	$[-]$
V_a	vrchol hlavového kužele	$[-]$
V_f	vrchol patního kužele	$[-]$
Y	součinitel ložiska	$[-]$
$a - c$	délkové rozměry	$[mm]$
c^*	součinitel radiální vůle	$[-]$

d	malý průměr	$[mm]$
d_{am}	průměr střední hlavový	$[mm]$
d_m	průměr střední roztečný	$[mm]$
e	součinitel ložiska	$[-]$
h_a^*	součinitel výšky hlavy zubu	$[-]$
$k_{d\sigma}$	dynamická bezpečnost v ohybu	$[-]$
k_s	statická bezpečnost	$[-]$
$k_{s\tau}$	statická bezpečnost ve smyku	$[-]$
k_v	výsledná bezpečnost	$[-]$
l	vzdálenost mezi ložisky	$[mm]$
l'	výpočtová délka těsného pera	$[mm]$
m_{nm}	modul normální střední	$[mm]$
p	tlak	$[MPa]$
p_{dov}	dovolený tlak	$[MPa]$
r	poloměr zaoblení	$[mm]$
r_f^*	součinitel poloměru zaoblení	$[-]$
t_1	výška těsného pera v náboji	$[mm]$
u	převodový poměr	$[-]$
v	obvodová rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
z_c	počet zubů rovinného kola	$[-]$
z_1	počet zubů kuželového pastorku	$[-]$
z_2	počet zubů kuželového kola	$[-]$
z_{v1}	počet zubů virtuálního kuželového pastorku	$[-]$
z_{v2}	počet zubů virtuálního kuželového kola	$[-]$
x	součinitel posunutí	$[-]$
Σ	úhel os kuželových kol	$[^\circ]$
α_{nm}	úhel profilu zubů	$[^\circ]$
α_σ	tvarový součinitel pro ohyb	$[-]$
α_τ	tvarový součinitel pro smyk	$[-]$
β	vrubový součinitel	$[-]$
β_m	střední úhel sklonu zubů	$[^\circ]$
δ_1, δ_2	vrcholové úhly roztečných kuželů	$[^\circ]$

δ_a	vrcholový úhel hlavového kužele	[°]
δ_f	vrcholový úhel patního kužele	[°]
δ_{hD}	dovolený průhyb hřídele	[mm]
ε_v	součinitel velikosti	[–]
η_p	součinitel jakosti povrchu	[–]
σ_c	mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
σ_F	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Fmax}	maximální napětí v ohybu	[MPa]
σ_H	napětí v dotyku	[MPa]
σ_{Hmax}	maximální napětí v dotyku	[MPa]
σ_c^*	skutečná mez únavy	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
τ_s	smykové napětí	[MPa]

ÚVOD

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem uložení vstupního kuželového pastorku soukolí typu Klingelberg. Návrh je proveden v několika konstrukčních variantách. Každé z řešení obsahuje celkem devět převodů složených z kombinací zadaných výkonů a převodů. Data těchto kombinací jsem obdržel od výrobce soukolí Vítkovice Gearworks a.s. Data převodů spolu s různými konstrukčními řešeními (x) dávají y možných řešení. Pro určení všech potřebných parametrů uložení a jeho pevností kontrolu je potřebné velké množství výpočtů, které je třeba i několikrát opakovat, aby bylo dosaženo optimálního návrhu.

Při nárůstu počtu řešení roste i počet potřebných výpočtů a s tím i čas a cena. Proto jsem se rozhodl si práci ulehčit a navrhnout pro tuto úlohu kompletní výpočet hřídele kuželového pastorku v tabulkovém procesoru Microsoft Excel 2010, který je napojen na parametrický konstrukční software Autodesk Inventor 2012. Ten následně po výpočtu vygeneruje model sestavy uložení kuželového pastorku a vytvoří 2D data.

$$y = 9 \cdot x$$

Výkon	Převodový poměr	Otáčky
$P [kW]$	$u [-]$	$n_1 [min^{-1}]$
100	3, 4, 5	1500
175	3, 4, 5	1500
250	3, 4, 5	1500

Cíle diplomové práce:

- Provést rešerši typů používaných kuželových soukolí s různoběžnými osami a zhodnotit jejich výhody a nevýhody.
- Popsat používané systémy uložení hřídelů kuželových soukolí.
- Vybrat vhodná konstrukční řešení uložení pro zadanou řadu ozubení (zadanou zadavatelem práce) a provést následnou optimalizaci s ohledem na vhodné optimalizační parametry.
- Vhodně optimalizovaná uložení podrobit kontrolním výpočtům.
- V závěru práce vyhodnotit návrhy uložení dle vhodných multikriteriálních parametrů.
- Vypracovat výkresovou dokumentaci sestávající se z řezů pastorkových sestav (pouze pro jeden výkon).

1 KUŽELOVÁ SOUKOLÍ S RŮZNOBĚŽNÝMI OSAMI

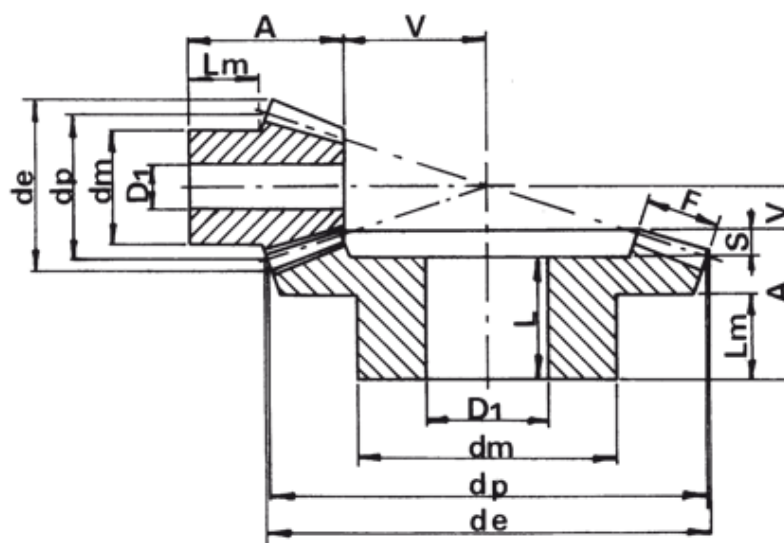
Kuželová soukolí se používají k přenosu silových a kinematických vazeb mezi různoběžnými hřídeli. Lze je použít i k přenosu mezi mimoběžnými hřídeli, jedná se o tzv. hypoidní soukolí. Kuželová soukolí lze rozdělit z více hledisek. Mezi základní rozdělení patří dělení dle průběhu zubů (přímé, šikmé a zakřivené). Dále pak lze kuželové soukolí rozdělit dle polohy úhlu kužele patního a hlavového, vůči poloze úhlu kužele roztečného (Tvar I, II a III). Kuželová soukolí lze také dělit podle úhlu, který spolu svírají osy kuželových kol ($\Sigma = 90^\circ$, $\Sigma > 90^\circ$ a $\Sigma < 90^\circ$).

1.1 Rozdělení kuželových soukolí dle úhlu os

Dle úhlů os můžeme ozubené soukolí rozdělit na pravoúhlé a kosoúhlé.

1.1.1 Kuželové soukolí pravoúhlé

Je nejčastěji používané kuželové soukolí. Úhel os, které spolu svírají kuželová kola je 90° ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$).

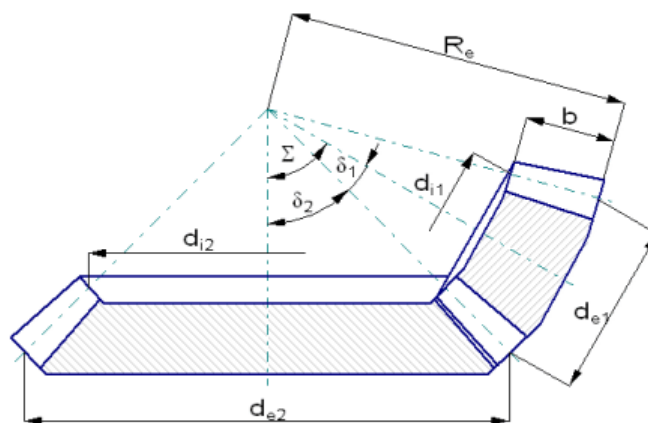
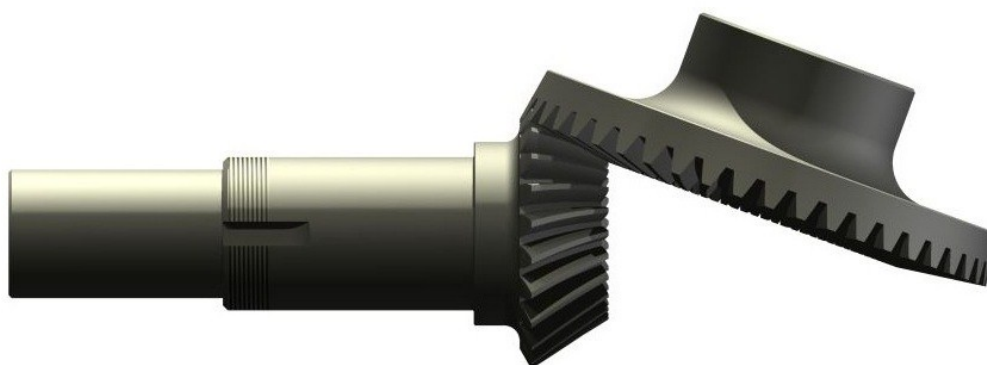


Obr. 1.1 – Kuželové soukolí pravoúhlé [15]

1.1.2 Kuželové soukolí kosoúhlé

Tyto soukolí mají úhel os větší nebo menší než 90° . Jejich použití je méně časté. Používají se tedy dva typy:

- Úhel os je menší než 90° ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$), viz Obr. 1.2.
- Úhel os je větší než 90° ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 > 90^\circ$), viz Obr. 1.3.

Obr. 1.2 – Kuželové soukolí s úhlem os $\Sigma < 90^\circ$ [16]Obr. 1.3 – Kuželové soukolí s úhlem os $\Sigma > 90^\circ$

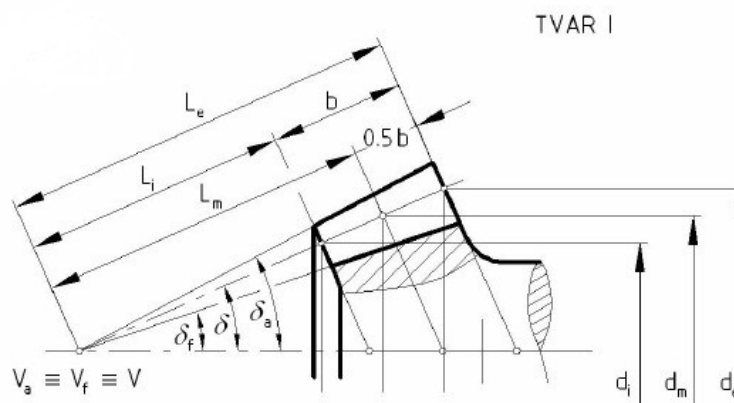
1.2 Rozdělení kuželových soukolí dle tvaru věnce

Ozubený věnec kol je radiálně vymezen patním a hlavovým kuzelem. Plochy těchto kuželů jsou určeny polovičními vrcholovými úhly, tj. úhlem kužele patního δ_{f1}, δ_{f2} a úhlem kužele hlavového δ_{a1}, δ_{a2} . Podle jejich polohy vůči kuželu roztečnému jsou tři základní tvary věnce.

1.2.1 Tvar I

Tvar I je typický tím, že kuželová plocha roztečná a patní a v klasickém provedení i plocha hlavová mají společný vrchol, tj. $V \equiv V_a \equiv V_f$. Příčné rozměry zubů narůstají lineárně se vzdáleností od vrcholu. Používá se u kol se zuby přímými a šikmými a také u kol se zuby kruhově zakřivenými viz rovnice (1.1). Tvar věnce je zobrazen na Obr. 1.4.

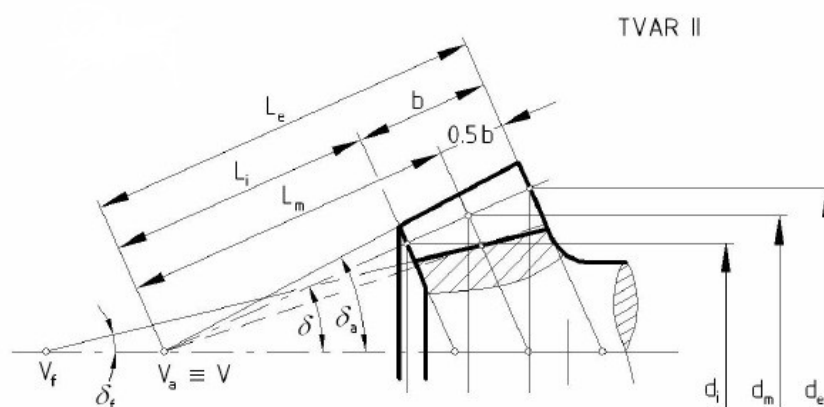
$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \leq 30 \quad (1.1)$$



Obr. 1.4 – Ozubený věnec tvar I [17]

1.2.2 Tvar II

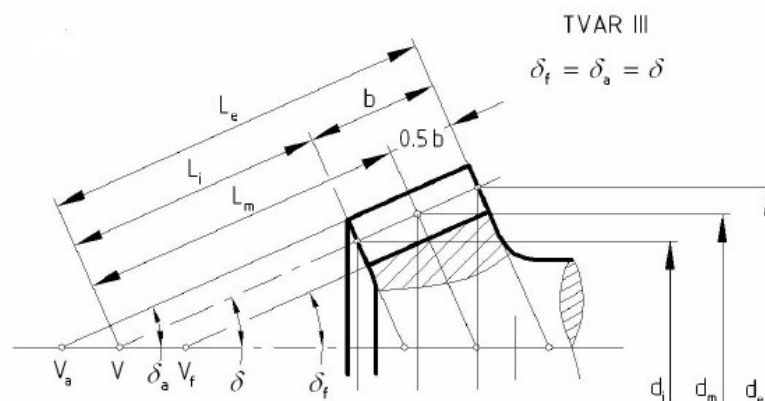
U tvaru II je vrchol patního kužele V_f posunut tak, aby šířka dna zubové mezery byla konstantní a tloušťka zubu na roztečném kuželi narůstala úměrně se vzdáleností od vrcholu. Vrchol kužele roztečného a hlavového je u klasického provedení společný. Tento tvar je základní pro kola se zuby kruhově zakřivenými, kde lze vyrábět jedním nástrojem současně dva boku zubů. Tvar věnce je zobrazen na Obr. 1.5.



Obr. 1.5 – Ozubený věnec tvar II [17]

1.2.3 Tvar III

Tvar III je typický konstantní výškou zubů. Površky všech kuželů v osovému řezu jsou rovnoběžné, tj. $\delta_a = \delta_f = \delta$. Používá se u kol paloidních, eloidních a u kol se zakřivenými zuby $z_c \geq 100$. Tvar věnce je zobrazen na Obr. 1.6.



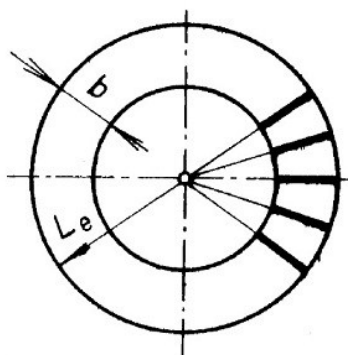
Obr. 1.6 – Ozubený věnec tvar III [17]

1.3 Rozdělení kuželových kol dle průběhu zubů

Dle průběhu zubů lze kuželová kola rozdělit na kola se zuby přímými, šikmými a zakřivenými. Kola se zakřivenými zuby se dále dělí na kola s kruhovými, paloidními, eloidními a spirálními zuby. Ozubená kola se šikmými a zakřivenými zuby se používají při větších nárocích na ozubení. Zakřivené zuby mají oproti přímým zubům řadu výhod (tišší chod, větší únosnost, dosažení vyšších převodových poměrů v jednom stupni). K druhům ozubení se zakřivenými zuby se váže jejich název podle výrobce strojů daného ozubení.

1.3.1 Ozubená kola s přímými zuby

Kola se zuby přímými jsou vhodná pro méně náročné převody (tzn. nižší zatížení a obvodové rychlosti $v = 2$ až $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Jsou základním typem kuželových kol. Pro ozubený věnec se používá tvar I dle Obr. 1.4.



Obr. 1.7 – Roztečný řez [10]



Obr. 1.8 – Kola s přímými zuby [20]

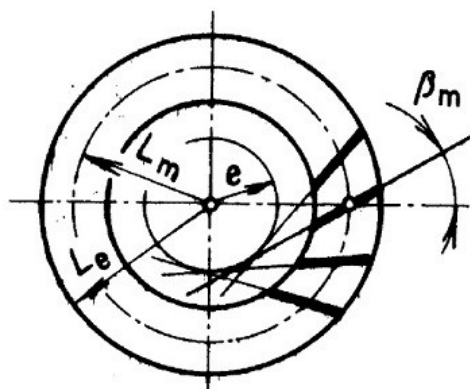
1.3.2 Ozubená kola s šikmými zuby

Řídící křivkou je přímka, která na rozdíl od kol s přímými zuby neprochází středem, ale dotýká se pomocné kružnice o poloměru e (excentricita). Zuby doslova šikmé jsou pouze u rovinného kola; na kole s úhlem $\delta < 90^\circ$ se jeví jako šroubovitě vinuté.

Věncel kol se provádí jako u zubů přímých dle tvaru I s nominálními hodnotami ozubení ve vnější čelní ploše. Kuželovými koly se šikmými zuby se dosahuje poněkud lepších vlastností než úkol se zuby přímými. Ozubení lze vyrobit na hoblovacích strojích, používaných pro výrobu kol se zuby přímými.



Obr. 1.9 – Ozubená kola se šikmými zuby



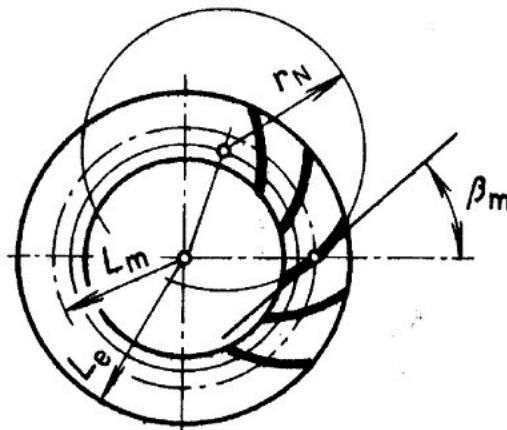
Obr. 1.10 – Roztečný řez (šikmé zuby) [10]

1.3.3 Ozubená kola s kruhovými zuby

Výroba ozubených kol s kruhovými zuby je spjata s firmou Gleason. Po níž je pojmenována metoda výroby tohoto druhu ozubení. Řídícími křivkami zubů jsou kružnice se středy na pomocné kružnici. Technologicky výhodný je tvar věnce II, používá se však i tvar I při $z_c < 30$ a tvar III při $z_c > 100$.

Tab. 1.1 – Parametry ozubení Gleason

Parametr	Úhel sklonu	Úhel profilu zubů
	β_m	α_{nm}
Hodnota	$30^\circ \div 45^\circ (35^\circ)$	$14,5^\circ, 17,5^\circ, 20^\circ$

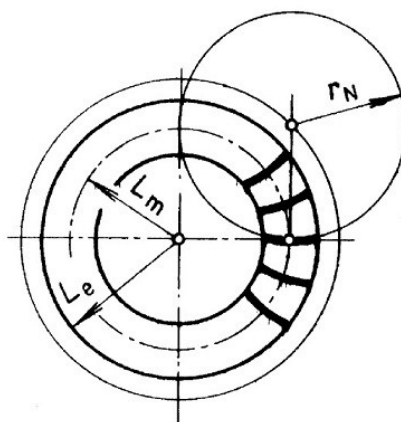


Obr. 1.11 – Roztečný řez (kruhově zakřivené zuby) [10]

Kola s kruhovými zuby systém Zerol jsou charakteristická úhlem $\beta_m = 0$. Tento typ spojuje některé výhody zubů přímých (např. malé axiální síly) s přednostmi zubů zakřivených. Roztečný řez kola Zerol je na Obr. 1.12. Kola s kruhovými zuby se vyrábějí na speciálních strojích firmy Gleason frézovacími hlavami.

Tab. 1.2 – Parametry ozubení Gleason – Zerol

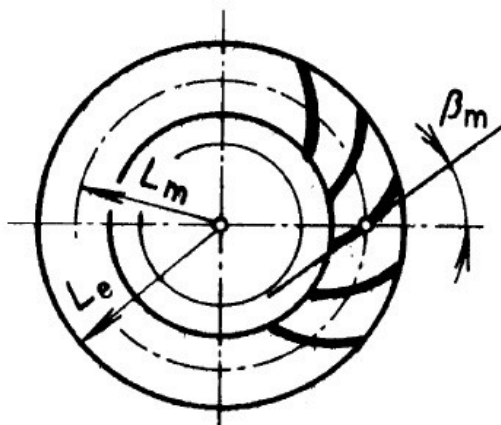
Parametr	Úhel sklonu	Úhel profilu zubů
	β_m	α_{nm}
Hodnota	0°	$14,5^\circ, 17,5^\circ, 20^\circ$



Obr. 1.12 – Roztečný řez (kruhově zakřivené zuby systém Zerol) [10]

1.3.4 Ozubená kola s paloidními zuby

Ozubení s paloidními zuby bylo zkonstruováno v Německu v roce 1921 firmou Klingelnberg. Řídící křivkou zubu je prodloužená evolventa (paloida). Typický je tvar věnce III se zuby o stálé výšce. Ozubení se vyrábí na strojích Klingelnberg pomocí kuželové odvalovací frézy. Kuželová kola Klingelnberg mají řadu výhod – konstantní výška zubu podél šířky zubu, přizpůsobení soudkovitosti zubu a polohy zrcátka, vysoká únosnost a životnost ozubení při nehlučném chodu.



Obr. 1.13 – Roztečný řez (paloidní zuby) [10]

Tab. 1.3 – Parametry ozubení Klingelnberg

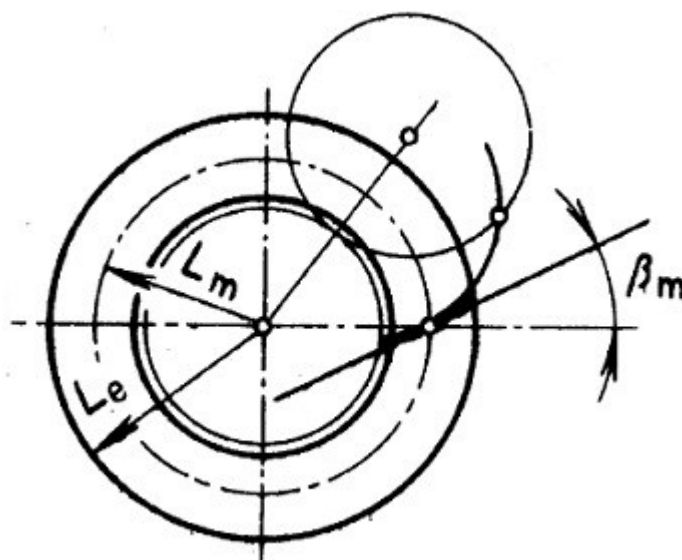
Parametr	Úhel sklonu	Úhel profilu zubů
	β_m	α_{nm}
Hodnota	$30^\circ \div 38^\circ$	$17,5^\circ, 20^\circ$

1.3.5 Ozubená kola s eloidními zuby

Řídící křivkou zubu je část prodloužené epicykloidy a boky zubů rovinného kola jsou vytvořeny složitou zborcenou přímkovou plochou, vznikající vzájemným pohybem nástroje a obrobku. Běžně se používá tvar věnce III. Ozubení se vyrábí na speciálních strojích firmy Oerlikon – Spiromatic pomocí kotoučové frézovací hlavy se vsazenými noži v několika skupinách. Každá skupina obsahuje nůž s vnějším a vnitřním ostřím, případně i nůž hrubovací.

Tab. 1.4 – Parametry ozubení Oerlikon

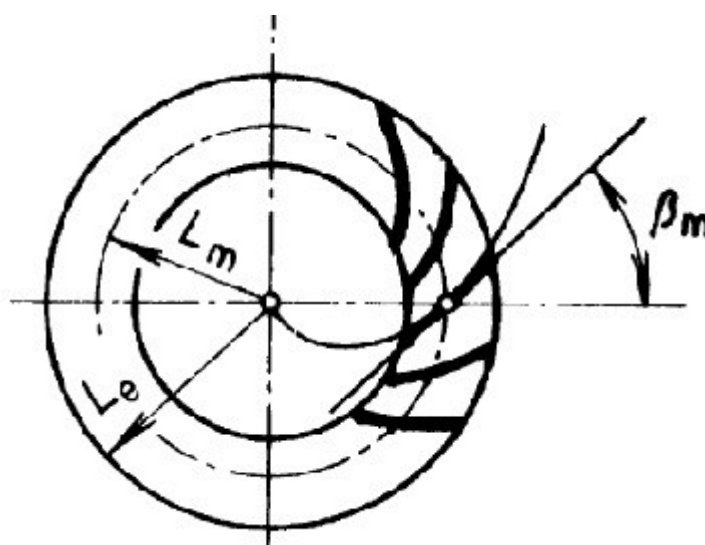
Parametr	Úhel sklonu	Úhel profilu zubů
	β_m	α_{nm}
Hodnota	$30^\circ \div 45^\circ$	$17,5^\circ$



Obr. 1.14 – Roztečný řez (eloidní zuby) [10]

1.3.6 Ozubená kola se spirálními zuby

Řídící křivkou zubů je spirála, a to buď Archimedova, nebo logaritmická. Roztečný řez spirálního ozubení je na Obr. 1.15.



Obr. 1.15 – Roztečný řez (spirální zuby) [10]

1.3.7 Výhody a nevýhody kuželových kol dle průběhu zubů

Tab. 1.5 – Výhody a nevýhody kuželových kol

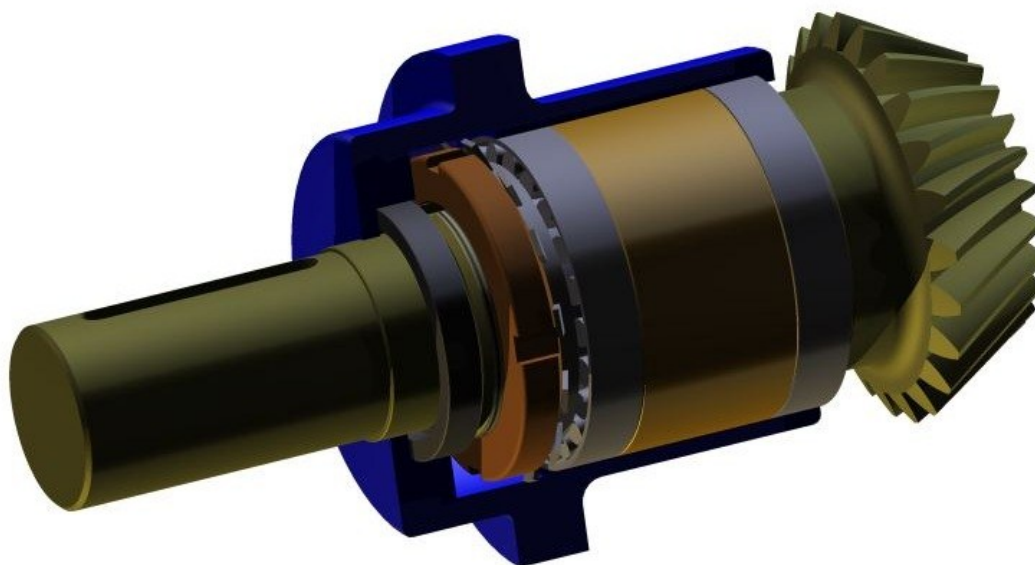
Druh ozubení	Výhody	Nevýhody
<i>Přímé</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Levná výroba • Menší axiální síly 	<ul style="list-style-type: none"> • Hranový záběr • Neklidný chod • Hlučnost • Menší obvodové rychlosti
<i>Šikmé</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Vyšší obvodové rychlosti • Vyšší trvanlivost • Vyšší převodový poměr 	
<i>Zakřivené</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Vysoká únosnost • Tichý chod • Produktivnější výroba • Menší citliv. na polohu kol • Delší trvání záběru 	<ul style="list-style-type: none"> • Nákladná výroba • Nutné dva nástroje • Složité silové poměry

2 ULOŽENÍ HŘÍDELŮ KUŽELOVÝCH SOUKOLÍ

Při ukládání hřídelů kuželových soukolí do valivých ložisek, se setkáváme se dvěma základními typy uložení. Jedná se o uložení letmo a uložení kuželových soukolí oboustranné. Při volbě uložení kuželových soukolí je důležité zvážit, zda se jedná o kuželový pastorek či kuželové kolo. Při volbě uložení hřídelů kuželového soukolí musí konstruktér respektovat řadu omezujících podmínek jako například cenu, hluk, omezený zástavbový prostor, životnost, zatěžující podmínky a další.

2.1 Uložení hřídelů kuželových soukolí letmo

Letmé uložení je nejčastěji používáno při ukládání kuželových pastorků. Výhodou tohoto druhu uložení kuželového pastorku je menší zástavbový prostor, z čehož vyplývá nižší spotřeba materiálu. To má pozitivní vliv jak na výslednou hmotnost, tak i na cenu uložení. Nevýhodou uložení kuželového pastorku letmo jsou větší deformace hřídele a s tím související vyšší hlučnost.



Obr. 2.1 – Uložení kuželového pastorku letmo

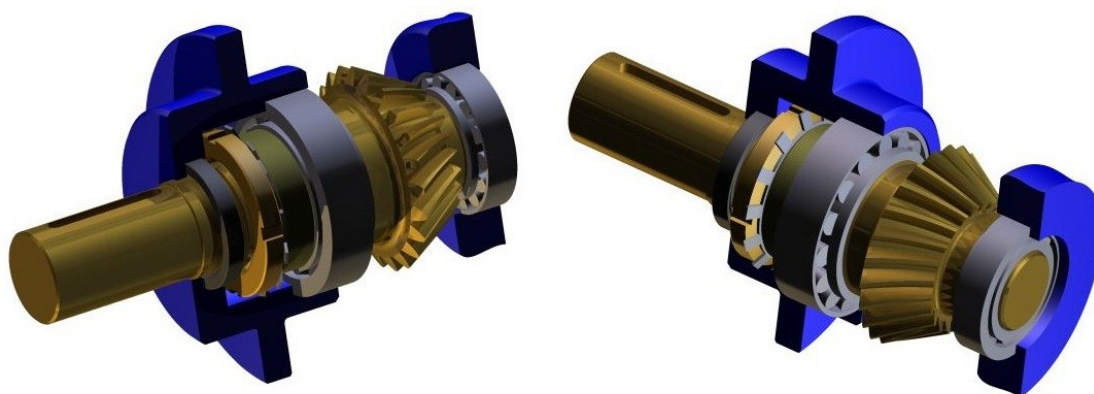
Rozdělení uložení dle použitých valivých ložisek:

- Kuželíková ložiska umístěná zády k sobě (do “O”).
- Kuželíková ložiska umístěná čely k sobě (do “X”).
- Dvojice kuličkových ložisek.

- Kombinace dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem a obyčejného kuličkového ložiska.
- Kombinace dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem a válečkového ložiska.
- Kombinace obyčejného kuličkového ložiska a válečkového ložiska.

2.2 Uložení hřídelů kuželových soukolí oboustranné

Ukládání hřídelů kuželových soukolí oboustranné je typické pro kuželová kola, která bývají větší, než kuželový pastorek. Z toho vyplývá větší ohybový moment od axiální síly a tím požadavek na větší tuhost uložení. Oboustranné uložení kuželového pastorku se v porovnání s uložením letmo, používá velice zřídka. Avšak pro toto uložení je typický přesnější záběr a nižší hluk. Pro tento typ uložení je potřeba větší prostor v převodové skříni.



Obr. 2.2 – Uložení kuželového pastorku oboustranné



Obr. 2.3 – Ozubená soukolí se zakřivenými zuby [21]

3 VÝROBA A POUŽITÍ OZUBENÍ KLINGELNBERG

Jak je uvedeno v podkapitole 1.3.4 metoda výroby ozubení Klingelberg vznikla v Německu v roce 1921. Ozubení se vyrábí odvalovacím frézováním s plynulým odvalem. Používá se kuželová odvalovací fréza. Ta je vyrobena z rychlořezného materiálu s povlakovanou úpravou povrchu. Výroba ozubení se skládá tří pohybů – rotačního pohybu frézy, rotačního pohybu obrobku a odvalovacího pohybu frézy na unášecí desce.

Ozubení se zakřivenými zuby Klingelberg se používá v aplikacích, na které jsou kladeny vyšší nároky na ozubení. Ozubení se používá jako stálý převod v rozvodovkách osobních a nákladních automobilů. Sady kol se používají v převodových skříních vozů kolejové dopravy. Dále lze kuželové soukolí využít pro pohon lodí typu *Thruster*. Ozubení Klingelberg se také používá v kuželových drtičích.







Obr. 3.1 – Stroj na výrobu ozubení Klingelberg [22]

4 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE KUŽELOVÉHO PASTORKU

Pro stanovení celkového zatížení hřídele a jeho pevnostní kontrolu je potřeba znát síly působící v ozubení. Stanovení sil v případě, kdy se jedná o soukolí se zuby nepřímými, je o něco složitější než u soukolí se zuby přímými. Poněvadž u soukolí se zuby přímými jsou obě kola působením radiálních a axiálních sil ze záběru vytlačována. Zatímco u soukolí se zuby nepřímými může nastat případ, že jsou kola do záběru vtahována.

Zda jsou kola do záběru vtahována nebo z něho vytlačována, záleží na smyslu působení točivého momentu a smyslu vinutí šroubovice ozubení. Určení znamének v rovnicích (4.4) a (4.5) je zobrazeno v Tab. 4.1. Výpočet silových poměrů v ozubení je proveden pro první soukolí ($P = 100 \text{ kW}$, $u = 3$, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$). Další viz Tab. 4.2.

Tab. 4.1 – Určení znamének

Směr stoupání zubů		Vztah pro	
Pravý	Levý	F_r	F_a
		–	+
		+	–

Točivý moment

$$M = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{100000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 636,6 \text{ Nm} \quad (4.1)$$

Obvodová síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d_m} = \frac{2 \cdot 636,6}{80,817} = 15754,6 \text{ N} \quad (4.2)$$

Normální síla

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \alpha_{nm} \cdot \cos \beta_m} = \frac{15754,6}{\cos 20^\circ \cdot \cos 30^\circ} = 19359,4 \text{ N} \quad (4.3)$$

Tab. 4.2 – Hodnoty zatěžujících sil ostatních převodů

Varianta				Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice		Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice	
Výkon	Převodový poměr	Točivý moment	Obvodová síla	Axiální síla	Radiální síla	Axiální síla	Radiální síla
P[kW]	[-]	$M[Nm]$	F_t	F_{a1}	F_{r1}	F_{a1}	F_{r1}
100	3	636,6	15754,6	10744,5	3336,7	-6476,8	9199,3
100	4		18876,8	12520,4	4995,7	-8601,3	10379,6
100	5		21101,4	13708	6258,2	-10168	11121,8
175	3	1114,1	24627,2	16795,5	5215,9	-10124	14380,2
175	4		29445,9	19530,5	7792,8	-13417	16191,1
175	5		32811,6	21315,1	9731,1	-15810	17293,8
250	3	1591,5	31355,9	21384,4	6641,0	-12891	18309,2
250	4		37375,7	24790,1	9891,5	-17030	20551,4
250	5		41502,8	26961,1	12308,7	-19998	21874,6

Pozn.: znaménko – u axiálních sil znamená vtahování pastorku do záběru

4.1 Výpočet sil při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice

Axiální síla

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot (\sin\delta_1 \cdot \tan\alpha_{nm} \pm \cos\delta_1 \cdot \sin\beta_m) \quad (4.4)$$

$$F_{a1} = \frac{15754,6}{\cos 30^\circ} \cdot (\sin 18,8^\circ \cdot \tan 20^\circ + \cos 18,8^\circ \cdot \sin 30^\circ) = 10744,5 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos\beta_m} \cdot (\cos\delta_1 \cdot \tan\alpha_{nm} \mp \sin\delta_1 \cdot \sin\beta_m) \quad (4.5)$$

$$F_{r1} = \frac{15754,6}{\cos 30^\circ} \cdot (\cos 18,8^\circ \cdot \tan 20^\circ - \sin 18,8^\circ \cdot \sin 30^\circ) = 3336,7 \text{ N}$$

4.2 Výpočet sil při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice

Hodnoty sil při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice jsou uvedeny v Tab. 4.2, znaménka v rovnicích (4.4) a (4.5) jsou stanoveny dle Tab. 4.1.

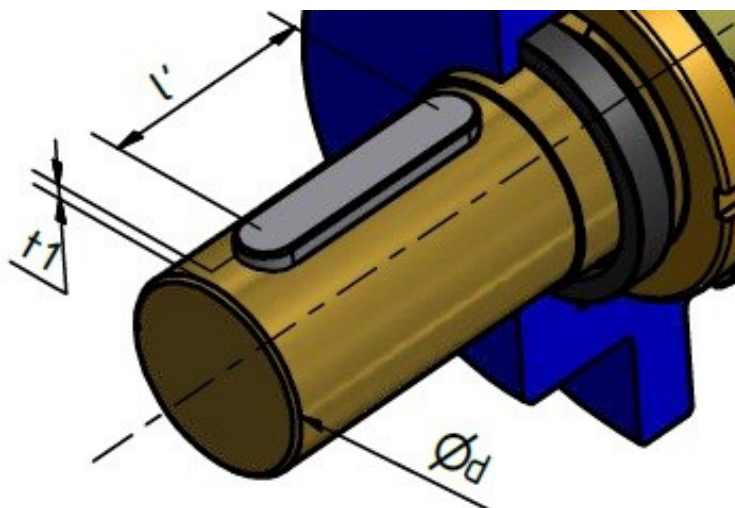
4.3 Kontrola přenosu točivého momentu

Aby mohl kuželový převod přenášet točivý moment, musí být na pastorek připojen zdroj energie (elektromotor). Většina elektromotorů realizuje přenos točivého momentu pomocí spoje s těsným perem. Z toho vyplývá omezující podmínka pro konec hřídele

kuželového pastorku v podobě jeho rozměrů, jelikož přenos točivého momentu bude proveden taktéž pomocí těsného pera.

Kontrola perového spoje (P=100 kW)

Pro výpočet spoje s těsným perem je použita hodnota točivého momentu z rovnice (4.1). Výsledky výpočtu pro varianty P=175, 250 kW jsou v Tab. 4.3. Hodnoty točivých momentů jsou v Tab. 4.2.



Obr. 4.1 – Rozměry pro výpočet perového spojení

Síla působící na pero:

$$F_p = \frac{2 \cdot M}{d + t_1} = \frac{2 \cdot 636600}{58 + 4,2} = 20469,5 \text{ N} \quad (4.6)$$

Kontrola délky pera:

$$p = \frac{F_p}{t_1 + l'} = \frac{18293,1}{4,2 + 162} = 123,2 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

Hodnota tlaku je vyhovující. Dle [9] je hodnota dovoleného tlaku v perovém spoji $p_{dov} = 100 - 200 \text{ MPa}$. Maximální hodnotu lze použít jen výjimečně.

Tab. 4.3 – Hodnoty pro perové spoje (výkonové konce hřídelů)

Výkon	Průměr hřídele	Výška pera v náboji	Síla působící na pero	Výpočtová délka pera	Tlak ve spoji
$P \text{ [kW]}$	$d \text{ [mm]}$	$t_1 \text{ [mm]}$	$F_p \text{ [N]}$	$l' \text{ [mm]}$	$p \text{ [MPa]}$
100	58	4,2	20469,5	162	123,2
175	75	5,3	27748,4	198	136,5
250	90	5,5	33329,8	225	144,6

4.4 Kontrolní pevnostní výpočet ozubených soukolí

Pevnostní výpočet ozubených kuželových kol se provádí na ohyb a dotyk. Řeší se příslušná porovnávací kola se zuby přímými. Porovnávací kolo je určeno virtuálním počtem zubů z_v viz rovnice (4.9), dále pak součinitelem posunutí x a hodnotami základního profilu $m_{nm}, \alpha_{nm}, h_a^*, c^*, r_f^*$, tyto hodnoty odpovídají hodnotám základního profilu normálního řezu zubem kuželového pastorku uprostřed jeho šířky. V kartě zatížení se zadává virtuální moment dle rovnice (4.8). Jelikož není v normě ČSN použitý materiál 18CrNiMo7-6 (ČSN 16 326), zvolil jsem podobný materiál 16 220.

Úplný výpočet		Zjednodušený výpočet		<input checked="" type="radio"/> ČSN		<input type="radio"/> DIN (B)		<input type="radio"/> DIN (C)	
Typ ozubení		OHYB				DOTYK			
<input checked="" type="radio"/> Vnější									
<input type="radio"/> Vnitřní									
Geometrie									
Materiály									
Zatížení									
Rozměry									
KHB									
Součinitele									
Tisk									
		σ_{F1}	= 298.7	σ_{F2}	= 306.0	σ_{H1}	= 1094.2	σ_{H2}	= 1094.2
		σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
		S_{F1}	= 2.344	S_{F2}	= 2.287	S_{H1}	= 1.161	S_{H2}	= 1.161
		σ_{Fmax1}	= 597.4	σ_{Fmax2}	= 612.1	σ_{Hmax1}	= 1547.4	σ_{Hmax2}	= 1547.4
		σ_{FFmax1}	= 1400.0	σ_{FFmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
		K_F	= 1.870	K_{Fv}	= 1.000	σ_{HO1}	= 800.1	σ_{HO2}	= 800.1
		$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.039	K_H	= 1.870	K_{Hv}	= 1.000
		Y_ϵ	= 0.770	Y_β	= 0.750	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.039
		Y_{FS1}	= 3.453	Y_{FS2}	= 3.538	K_A	= 1.500	K_{AS}	= 2.000
		Y_{Fa1}	= 2.121	Y_{Fa2}	= 2.121	Z_ϵ	= 0.878	Z_H	= 2.223
		Y_{Sa1}	= 1.628	Y_{Sa2}	= 1.668	Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
						Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 4.2 – Výsledky zjednodušené pevnostní kontroly

Zjednodušenou pevnostní kontrolu jsem provedl v katedrálním softwaru CSNw. Na Obr. 4.2 jsou zobrazeny výsledky výpočtového programu CSNw pro první zadané soukolí ($P=100$ kW, $u=3$). Výsledky zbylých ozubených soukolí jsou uvedeny v příloze A v Tab. 0.1. Tento výpočet je pro kola se zakřivenými zuby pouze orientační, protože je primárně určen pro zuby přímé a šikmé. Pro přesný pevnostní výpočet ozubení se zakřivenými zuby je třeba respektovat výpočtové vztahy, které jsou předkládány výrobcem obráběcích center pro daný typ ozubení.

$$M_v = \frac{M}{\cos\delta} \quad (4.8)$$

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos\delta_{1,2}} \quad (4.9)$$

5 NÁSTROJ PRO OPTIMALIZACI ULOŽENÍ

Dle zadání diplomové práce vyplývá počet devíti převodů, které je třeba optimalizovat, a uloženy budou ve valivých ložiscích. Každé kuželové soukolí bude uloženo ve více variantách uspořádání valivých ložisek. To znamená velké množství výpočtů hřídele i ložisek, jak již bylo uvedeno v úvodu práce.

	A	B	C
1	delta	18,8	deg
2	Dm	80,817	mm
3	Dam	92,391	mm
4	Dfm	73,757	mm
5	b	45	mm
6	11	38	mm
7	12	9	mm
8	13	121	mm
9	14	48	mm
10	15	20	mm
11	16	18	mm
12	17	180	mm
13	D1	90	mm
14	D2	75	mm
15	D3	70	mm
16	D4	70	mm
17	D5	68	mm
18	D6	65	mm
19	R1	5	mm
20	R2	1,5	mm
21	R3	1,5	mm

Obr. 5.1 – Řídící tabulka

Proto jsem se rozhodl si práci ulehčit výpočtem naprogramovaným v tabulkovém procesoru Microsoft Excel 2010. Pro přehlednost a dobrou orientaci v sešitu Excelu jsem každý dílčí výpočet naprogramoval vždy na samostatný list. List jsem pojmenoval dle názvu výpočtu v diplomové práci.

Ve výpočtu kdy je potřeba hodnota z předchozího listu se stačí na buňku v které je tato hodnota pouze odkázat v tomto výpočtu. Podrobný výpočet, podle kterého jsem programoval Excel je popsán v následující kapitole *VARIANTA S KUŽELÍKOVÝMI LOŽISKY DO „O“*. Cílem mé práce kromě samotné optimalizace uložení je také tvorba výkresové dokumentace v podobě sestavných výkresů jednotlivých variant uložení. K tomuto účelu jsem použil plně parametrický 3D konstrukční software Autodesk Inventor 2012. Abych nemusel modelovat, tvořit výkres, vypisovat kusovník atd. pro každou variantu

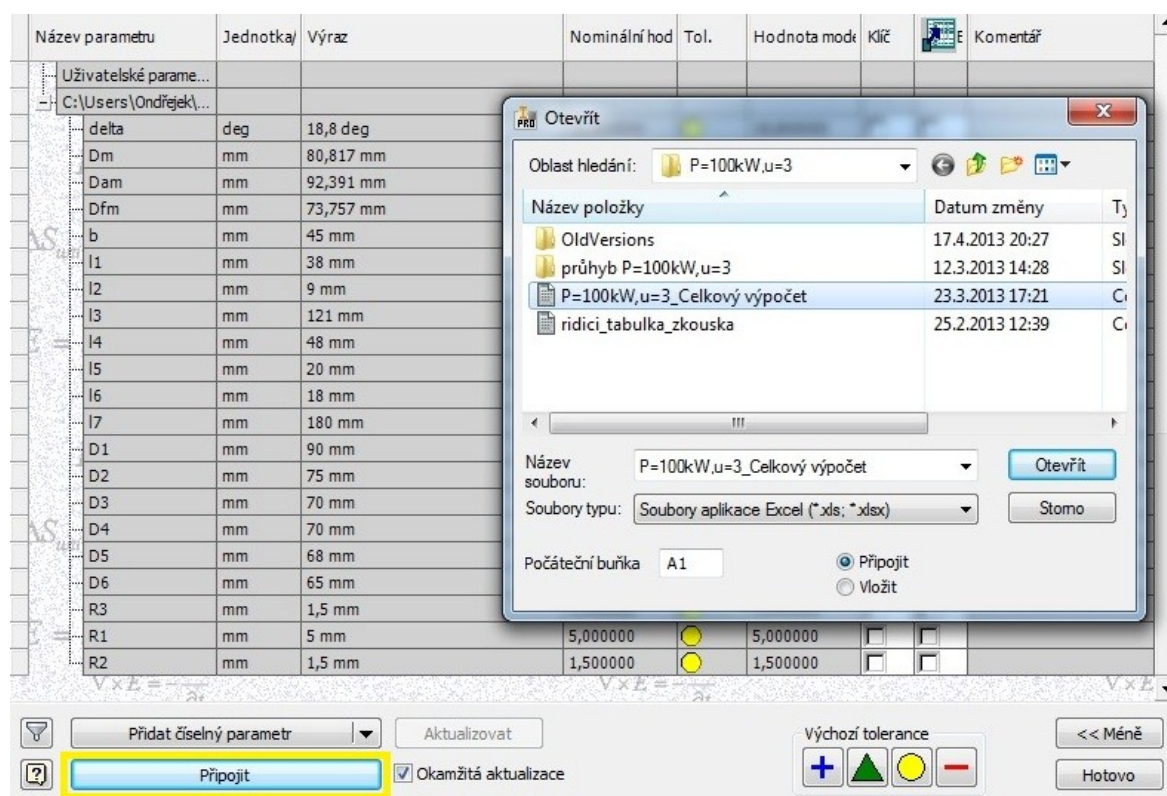
řešení a použité soukolí zvlášť, použil jsem možnost Inventoru – řízení součástí tabulkou.

O této možnosti jsem se dozvěděl z literatury [7]. Avšak popis této funkce nebyl detailně popsán, jak bych potřeboval. Aby bylo možné řídit součást tabulkou, je důležitý správný formát dat zapsaných v tabulce. Tzn., že je potřeba začít psát tabulku, která bude řídit součást na první list v sešitu Excelu.

Počáteční buňka je defaultně nastavena na hodnotu A1, avšak tento parametr se dá dodatečně nastavit na jinou hodnotu. Dále je třeba dodržet, aby v prvním sloupci byl název řízeného parametru součásti, v druhém hodnota a třetím jednotka. Jednotky musí být

shodné s jednotkami používanými Inventorem, zároveň název nesmí být shodný s názvy používanými Inventorem.

Nikde jsem se nedozvěděl, jestli řídicí tabulka musí být v sešitu osamocena, jestli se na data použita v ní může odkazovat z jiných listů, či může být v použitých buňkách výpočet. Tyto detaily jsem se rozhodl ověřit. Má řídicí tabulka začíná buňkou A1 na prvním listu v sešitu (viz obr. 5.1), který byl již zmíněn výše. V buňkách jsou uvedeny vztahy, které se odkazují jak na buňky v témže listu, tak i na listy ostatní. Ostatní listy se také odkazují na data v buňkách v prvním tzv. řídicím listu. Napojení samotné řídicí tabulky na Inventor je realizováno v pásu karet v záložce *Správa* pomocí funkce f_x *parametry*. Po zvolení funkce se nám otevře okno, ve kterém použijeme funkci připojit (na Obr. 5.2 zvýrazněno žlutým rámečkem) a zadáme cestu k řídicí tabulce (viz Obr. 5.2).

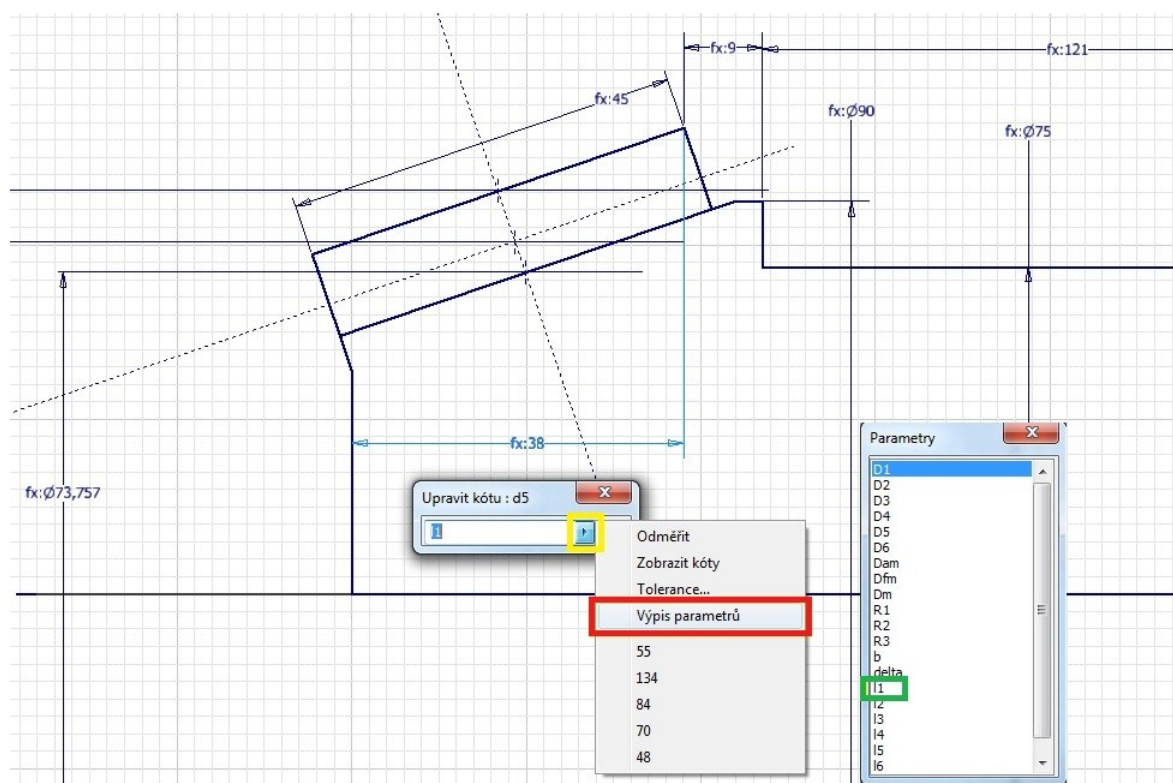


Obr. 5.2 – Připojení řídicí tabulky

Po úspěšném připojení tabulky je třeba svázat řídicí parametry s modelem. Každý parametr je nutné svázat zvlášť. Parametr můžeme svázat s kterýmkoliv prvkem, který je potřeba při tvorbě samotného modelu, tzn. kóty v náčrtu, hodnota zaoblení, zkosení, vysunutí, řízení pole atd. Při zadání délkového rozměru například kóty, rozklikneme šipku na pravé straně rámečku (na Obr. 5.3 zvýrazněno žlutým rámečkem) a zvolíme *výpis*

parametrů (na Obr. 5.3 zvýrazněno červeným rámečkem), následně vybereme parametr (na Obr. 5.3 zvýrazněno zeleným rámečkem), kterým chceme řídit námi vybranou kótu či jiný konstrukční prvek tvořený v modelu (např. zaoblení).

Po navolení všech zbylých řídicích parametrů je vytvořený model připraven k řízení tabulkou a model lze řídit pouze parametry v tabulce. Aby se změna provedena v tabulce projevila také na modelu je potřeba sešit po této změně uložit a následně manuálně aktualizovat model tlačítkem v levém horním rohu obrazovky. Při kopírování projektu pro následnou tvorbu dalších variant uložení je potřeba jej kopírovat i s řídicí tabulkou, poněvadž by mohl nastat problém s vyhodnocením tabulky.



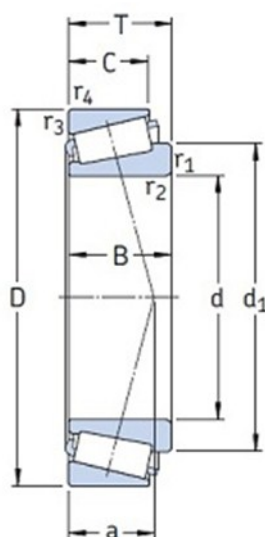
Obr. 5.3 – Připojení řídicích parametrů

Aby se dala modifikovat celá sestava, využil jsem *obsahového centra*, ze kterého je možné vkládat normalizované součásti včetně ložisek, hřídelových těsnících kroužků, pojistných podložek či pojistných matic. Tyto součásti se dají pouhým kliknutím měnit za součásti s jinými rozměry (např. šroub M8x30 za M8x40). Součásti jako rozpěrná trubka, ložiskový domek a víko domku jsou vytvořeny jako adaptivní součásti, které se mění například podle vnějšího průměru ložisek či jejich roztečí atd. Tímto jsem dosáhl, že je celá sestava řízena tabulkou Excelu, která slouží zároveň k ověření správnosti návrhu jednotlivých komponent.

6 VARIANTA S KUŽELÍKOVÝMI LOŽISKY DO „O“

U varianty s dvojicí jednořadých kuželíkových ložisek montovaných zády k sobě se protínají zatěžovací přímky s osami ložisek v bodech, které jsou od sebe vzdálené. Proto se uložení vyznačuje vysokou tuhostí a může přenášet klopné momenty. Axiální zatížení působící v obou směrech může být přenášeno vždy pouze jedním ložiskem. Jelikož tento případ u ozubení se zakřivenými zuby může nastat, je třeba dopředu znát směr působící axiální síly. Jelikož jsem směr nevěděl, rozhodl jsem se uložení navrhnout na horší variantu zatížení (kuželový pastorek bude do záběru vtahován).

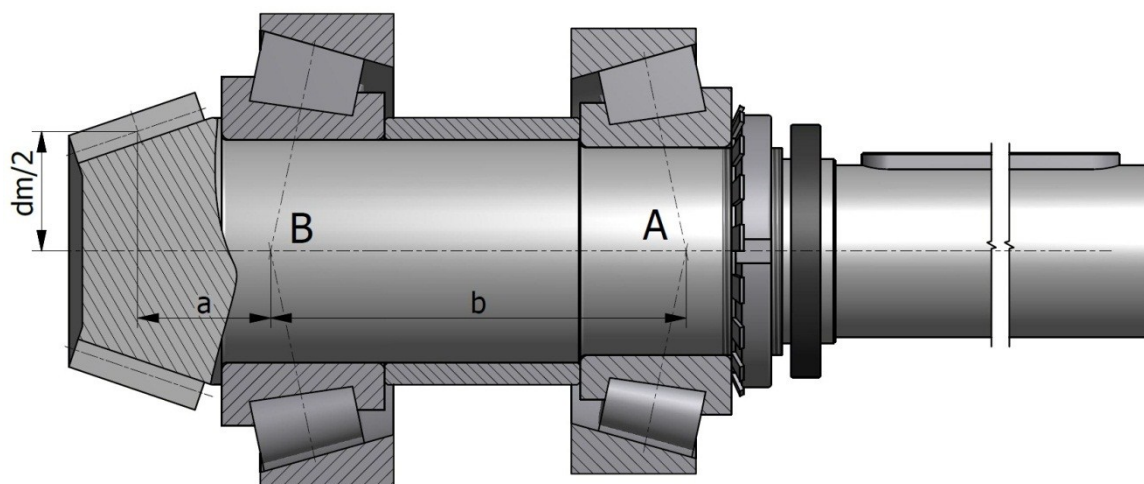
Při tomto zatížení vzniká v ložisku podpory A největší axiální síla (viz výpočet trvanlivosti ložisek). Pro optimalizaci rozměrů hřídele kuželového pastorku a jeho uložení je nejdůležitější omezující podmínka a to hodinová trvanlivost ložisek. Ta je stanovena v podkapitole 6.6. Aby byla tato podmínka splněna, je třeba vhodně zvolit rozměr kuželíkových ložisek. Výsledná životnost je ovlivněna základní dynamickou únosností ložiska, rozměry a výpočtovými součiniteli ložiska. Ačkoliv by se mohlo zdát, že ložisko s vyšší dynamickou únosností by mělo mít vyšší hodinovou trvanlivost, ve skutečnosti tomu tak být nemusí. Výpočtové součinitele ovlivňují výpočtové vztahy a tím velikost výsledného ekvivalentního zatížení dosazeného do výpočtu trvanlivosti. Součinitel e vyjadřuje velikost stykového úhlu α , na kterém závisí axiální únosnost kuželíkových ložisek.



Obr. 6.1 – Rozměry jednořadého kuželíkového ložiska [24]

6.1 Stanovení reakcí v uložení hřídele

Abychom mohli stanovit průběhy ohybových momentů a posouvajících sil, je potřeba zjistit výsledné reakce v uložení hřídele. Hřídel je uložena ve dvou kuželíkových ložiskách umístěných zády k sobě. Jak již bylo uvedeno výše.



Obr. 6.2 – Rozměry pro výpočet reakcí uložení do „O“

Rozměry pro výpočet reakcí jsou na Obr. 6.2. Určení rozměrů a a b z Obr. 6.2 vychází z geometrie hřídele a rozměrů ložisek. Rozměry ložisek jsou uvedeny v Tab. 6.1 dle Obr. 6.1.

Tab. 6.1 – Rozměry ložisek (viz Obr. 6.1)

Rozměry		Ložisko	
		32314 B	32315 B
Malý průměr	$d[\text{mm}]$	70	75
Velký průměr	$D[\text{mm}]$	150	160
Šířka vnitřního kroužku	$B[\text{mm}]$	51	55
Maximální šířka	$T[\text{mm}]$	54	58
Působíště zatížení	$a[\text{mm}]$	44	46
Součinitel	$Y[-]$	1,1	1,1
Součinitel	$e[-]$	0,54	0,54
Základní dynamická únosnost	$C[\text{kN}]$	281	336

Výpočet rozměrů pro výpočet reakcí

$$a = d - e + l_1 + (T_2 - a_2) = \cos \delta_1 \cdot \frac{b}{2} - \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \frac{d_{am} - d_m}{2} + l_1 + (T_2 - a_2) \quad (6.1)$$

$$a = \cos 18,8^\circ \cdot \frac{45}{2} - \operatorname{tg} 18,8^\circ \cdot \frac{92,391 - 80,817}{2} + 9 + (58 - 46) = 40,3 \text{ mm}$$

Kde:

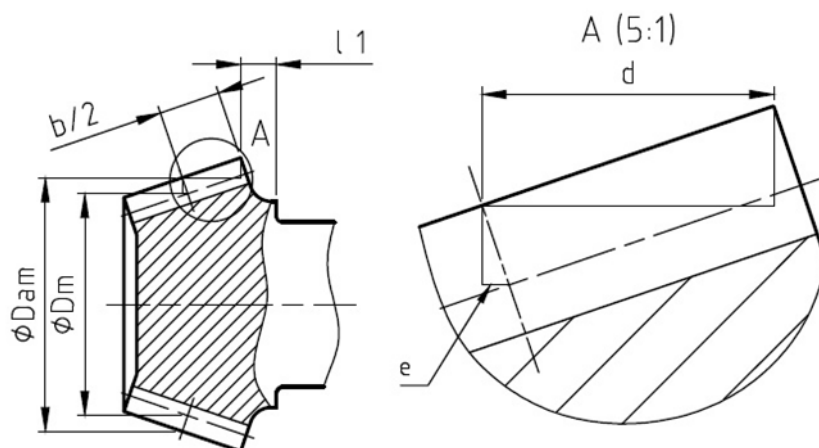
- Rozměry T_2 , a_2 platí pro ložisko 32315 B dle Tab. 6.1 a Obr. 6.1.
- Rozměry d , e , l_1 dle Obr. 6.3.

$$b = (l_2 - T_2) + (a_1 - (T_1 - B_1)) + a_2 \quad (6.2)$$

$$b = (121 - 58) + (44 - (54 - 51)) + 46 = 150 \text{ mm}$$

Kde:

- Rozměry T_1 , a_1 , B_1 platí pro ložisko 32314 B dle Tab. 6.1 a Obr. 6.1.

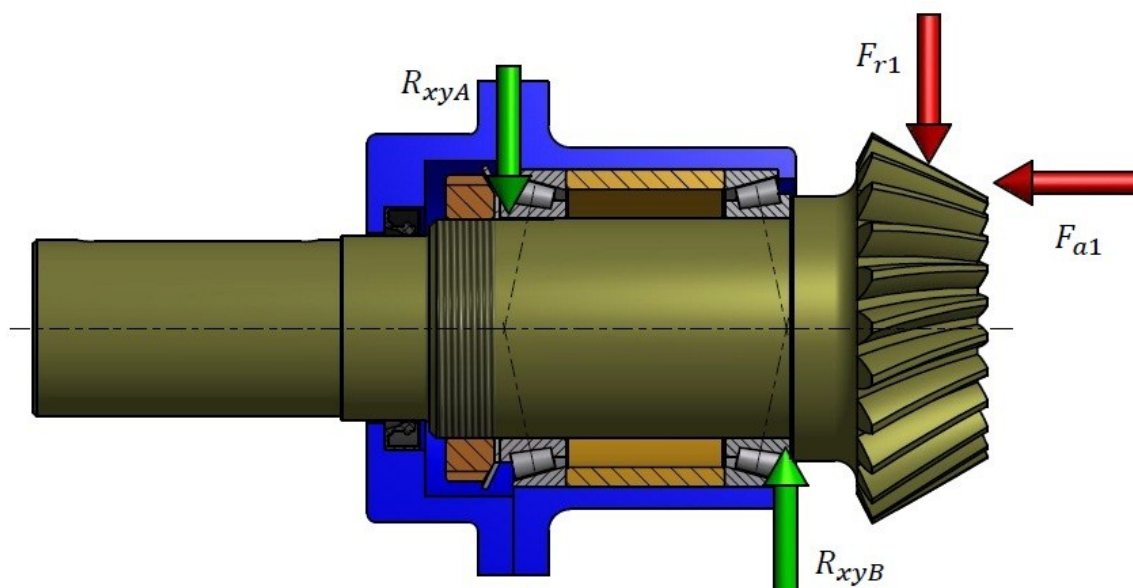


Obr. 6.3 – Určení rozměrů d a e

Aby bylo možno stanovit rozměry a a b pro výpočet reakcí v uložení hřídele kuželového pastorku, je potřeba zjistit vzdálenost mezi hranou prvního osazení pro ložisko B a středním řezem ozubení na roztečném kuželi středním, kde je působiště sil vyvolaných ozubeným převodem. Tyto rozměry vycházejí z geometrie tvaru věnce (tvar III). Určení rozměrů d a e důležitých pro výpočet rovnice (6.1) dle Obr. 6.3.

Výpočet reakcí rovina x - y (stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice)

Schéma pro výpočet reakcí v rovině x – y je na Obr. 6.4.



Obr. 6.4 – Působení sil v rovině x – y

$$\sum M_B = R_{xyA} \cdot b + F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r1} \cdot a = 0 \quad (6.3)$$

$$R_{xyA} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2}}{b} = \frac{3336,7 \cdot 40,3 - 10744,5 \cdot \frac{80,817}{2}}{150} = -1997,3 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{xyB} \cdot b + F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r1} \cdot (b + a) = 0 \quad (6.4)$$

$$R_{xyB} = \frac{F_{r1} \cdot (b + a) - F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2}}{b} = \frac{3336,7 \cdot (150 + 40,3) - 10744,5 \cdot \frac{80,817}{2}}{150}$$

$$R_{xyB} = 1339,4 \text{ N}$$

$$R_{aB} = F_{a1} = 10744,5 \text{ N} \quad (6.5)$$

Výpočet reakcí rovina x - y (rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice)

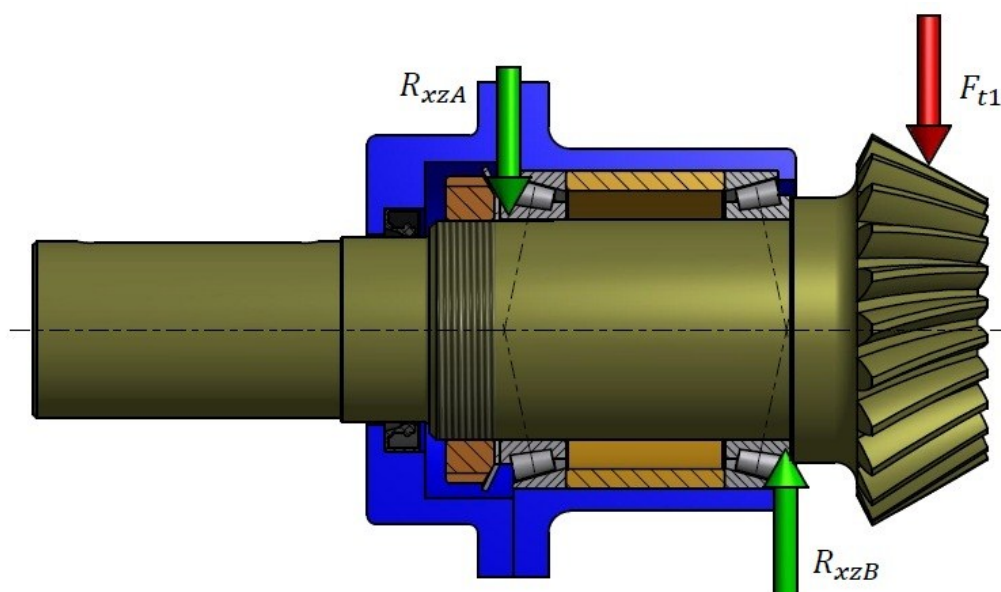
Výsledky jsou uvedeny v Tab. 6.2.

Tab. 6.2 – Reakce pro rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice

	Reakce v ložisku A R_{xyA} [N]	Reakce v ložisku B R_{xyB} [N]	Axiální síla R_{aB} [N]
Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	4218,2	13417,5	-6476,8

Výpočet reakcí rovina x – z

Schéma pro výpočet reakcí v rovině x – z je na Obr. 6.5.



Obr. 6.5 – Působení sil v rovině x – z

$$\sum M_B = R_{xzA} \cdot b - F_{t1} \cdot a = 0 \quad (6.6)$$

$$R_{xzA} = \frac{F_{t1} \cdot a}{b} = \frac{15754,6 \cdot 40,3}{150} = 4235,8 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{xzB} \cdot b - F_{t1} \cdot (b + a) = 0 \quad (6.7)$$

$$R_{xzB} = \frac{F_{t1} \cdot (b + a)}{b} = \frac{15754,6 \cdot (150 + 40,3)}{150} = 19990,4 \text{ N}$$

6.2 Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů

Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů je důležitý, aby byly správně stanoveny nebezpečné průřezy. V těchto průřezech se následně vypočtou hodnoty ohybových a krouticích momentů a budou použity při statické a dynamické kontrole hřídele kuželového pastorku.

Ohybový moment v rovině x – y (stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice)

$$M_{OI} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} = 10744,5 \cdot \frac{80,817}{2} = 434167,7 \text{ Nmm} \quad (6.8)$$

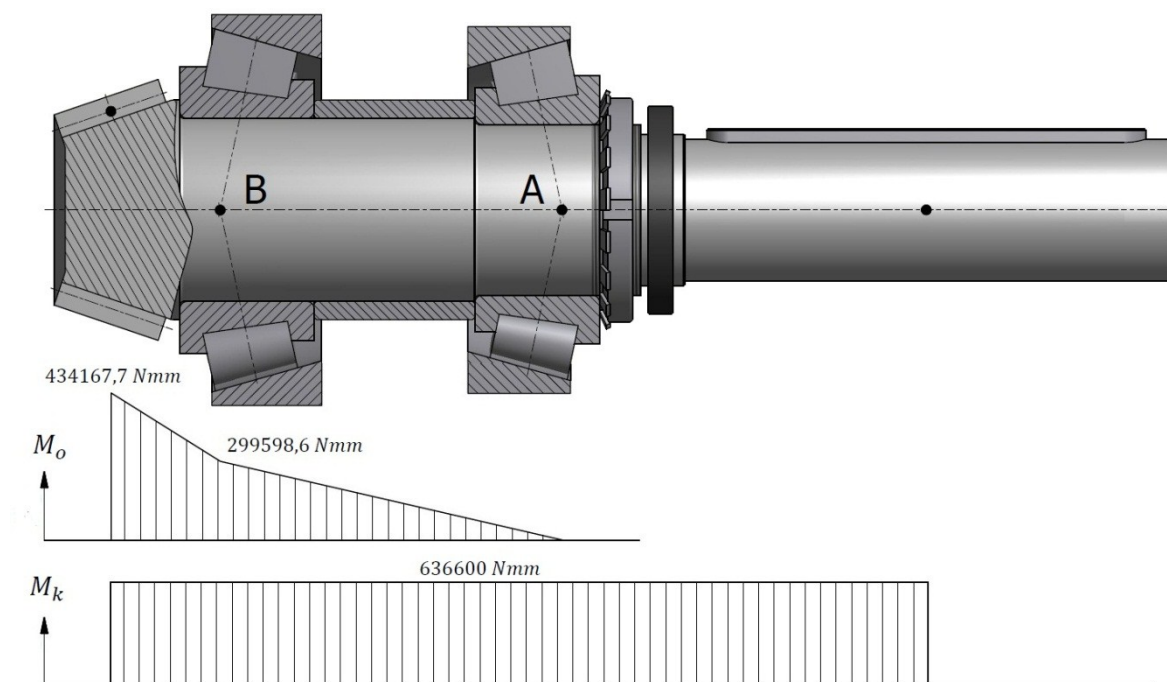
$$M_{OB} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r1} \cdot a = 10744,5 \cdot \frac{80,817}{2} - 3336,7 \cdot 40,3 \quad (6.9)$$

$$M_{OB} = 299598,6 \text{ Nmm}$$

Kontrola:

$$M_{OA} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r1} \cdot (a + b) + R_{xyB} \cdot b \quad (6.10)$$

$$M_{OA} = 10744,5 \cdot \frac{80,817}{2} - 3336,7 \cdot (40,3 + 150) + 1603,1 \cdot 150 = 0 \text{ Nmm}$$



Obr. 6.6 – Průběh ohybového (rovina x – y) a krouticího momentu

Ohybový moment v rovině x – y (rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice)

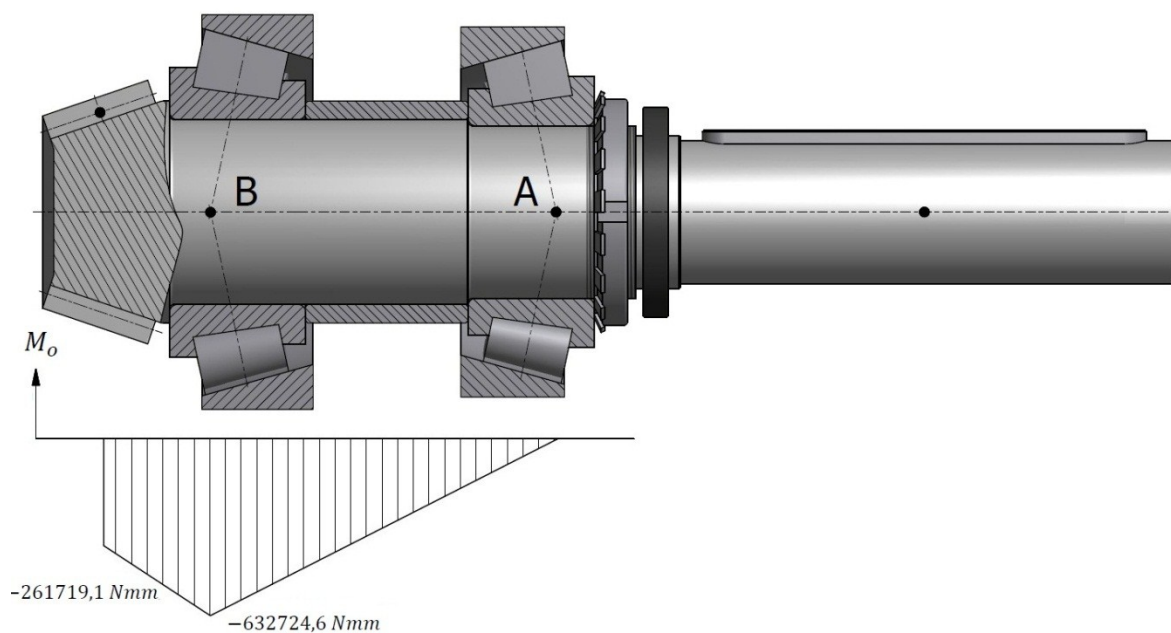
$$M_{OI} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} = -6476,8 \cdot \frac{80,817}{2} = -261719,1 \text{ Nmm} \quad (6.11)$$

$$M_{OB} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r1} \cdot a = -6476,8 \cdot \frac{80,817}{2} - 9199,3 \cdot 40,3 = -632724,6 \text{ Nmm}$$

Kontrola:

$$M_{OA} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} - F_{r1} \cdot (a + b) + R_{xyB} \cdot b \quad (6.12)$$

$$M_{OA} = -6476,8 \cdot \frac{80,817}{2} - 9199,3 \cdot (40,3 + 150) + 13102,5 \cdot 150 = 0 \text{ Nmm}$$



Obr. 6.7 – Průběh ohybového momentu rovina x – y

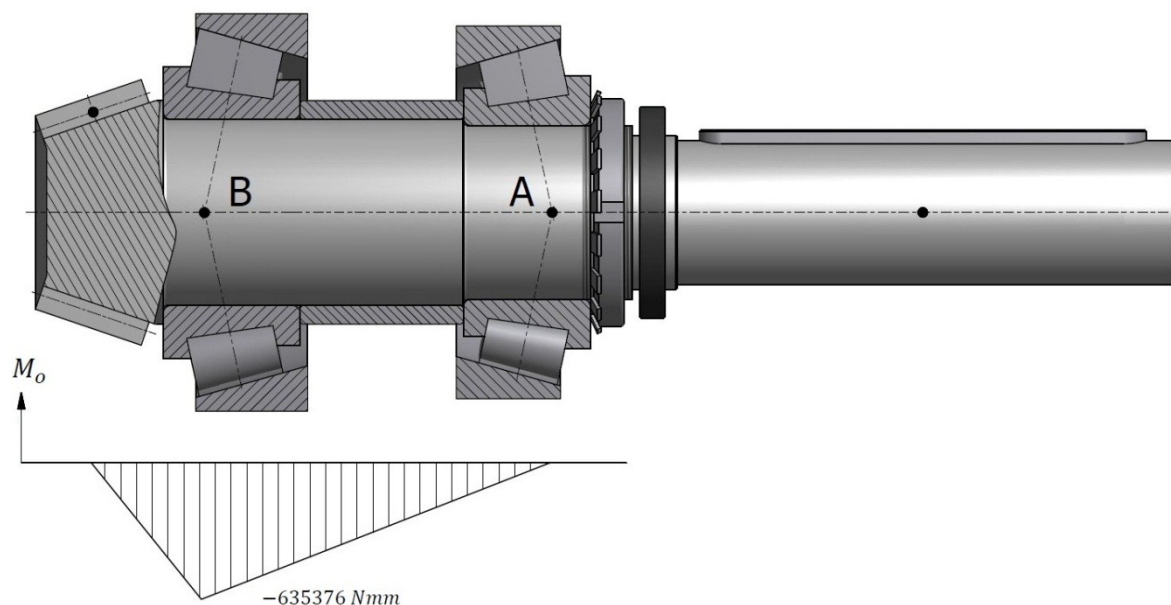
Ohybový moment v rovině x – z

$$M_{OB} = -F_{t1} \cdot a = -15754,6 \cdot 40,3 = -635376 \text{ Nmm} \quad (6.13)$$

Kontrola:

$$M_{OA} = R_{xzB} \cdot b - F_{t1} \cdot (a + b) \quad (6.14)$$

$$M_{OA} = 19771 \cdot 150 - 15754,6 \cdot (40,3 + 150) = 0 \text{ Nmm}$$



Obr. 6.8 – Průběh ohybového momentu rovina x – z

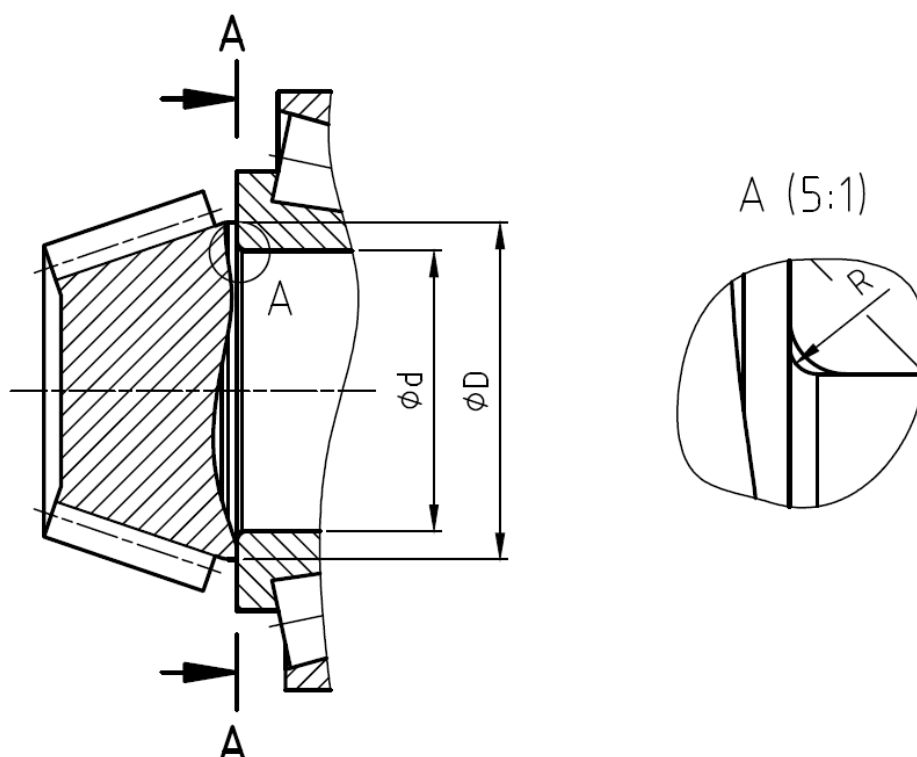
6.3 Statická kontrola hřídele

Statická kontrola hřídele vyjadřuje míru statické bezpečnosti na mezi kluzu použitého materiálu vůči hodnotě maximálního namáhání hřídele. Výpočet provádíme pro největší možné zatížení, které může nastat i když toto zatížení může působit po krátkou dobu (přetížení). Protože při přetížení mohou nastat velké deformace, které mohou znemožnit hřídeli jeho správnou funkci, je třeba u hřídelí kontrolovat nejen průhyb, ale i natočení v místech jeho uložení.

V případě hřídele kuželového pastorku je hřídel zatížen tečnou, radiální a axiální silou, která navíc v případě zakřivených ozubení může nabývat jak kladných tak záporných hodnot. Hřídele jsou namáhány na krut, osový tah (tlak), ohyb a smyk. Namáhání ve smyku, malá tahová či tlaková napětí při výpočtu statické bezpečnosti zanedbáváme.

6.3.1 Kontrola v průřezu A – A

V kapitole 6.2 jsem stanovil průběhy ohybových momentů v jednotlivých rovinách a možných případech zatížení. Z těchto průběhů jsem určil jako nejnebezpečnější průřez A – A na Obr. 6.9. K určení součinitelů $\alpha_{\sigma A-A}$ a $\alpha_{\tau A-A}$ pro stanovení napětí v ohybu a krutu z rovnic (6.20) a (6.21) slouží grafy na Obr. 6.10. Statická kontrola hřídele provedena dle [19].



Obr. 6.9 – Kritický průřez A – A

Průběh točivého momentu se započtením dynamického součinitele

$$M_{kA-A} = K_A \cdot M_k = 1,5 \cdot 954,9 \text{ Nm} \quad (6.15)$$

Celkový ohybový moment v průřezu A-A se započtením dynamického součinitele

Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice:

$$M_{oA-A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oxyA-A})^2 + (K_A \cdot M_{oxzA-A})^2} \quad (6.16)$$

$$M_{oA-A} = \sqrt{(1,5 \cdot 339639,4)^2 + [1,5 \cdot (-446321)]^2} = 841281 \text{ Nmm}$$

Rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice:

$$M_{oA-A} = \sqrt{(1,5 \cdot (-522332,4))^2 + [1,5 \cdot (-446321)]^2} = 1030570,3 \text{ Nmm} \quad (6.17)$$

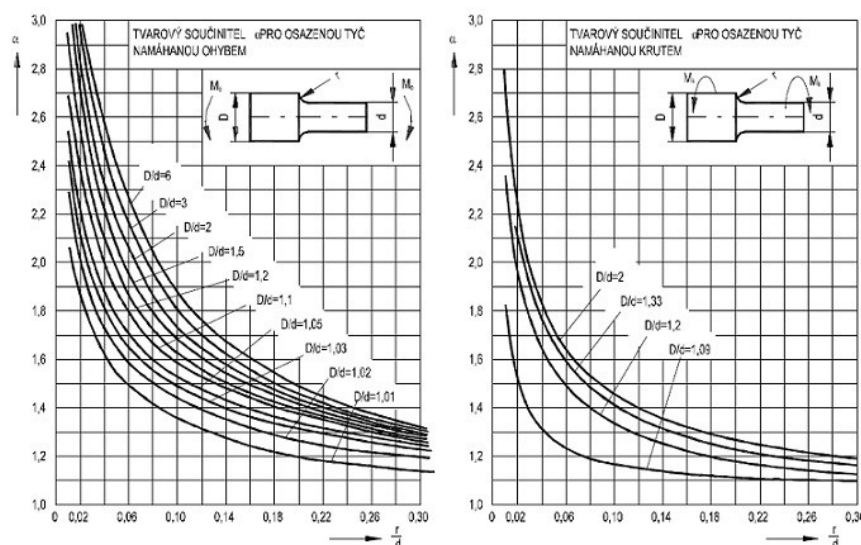
Určení součinitelů tvaru pro ohyb a krut

K určení součinitelů tvaru pro ohyb a krut slouží Obr. 6.10. Graf vlevo je pro ohyb a pravý graf je pro krut. Poměry součinitelů určují rovnice (6.18) a (6.19).

$$\alpha_{\sigma A-A} = 2,6 \quad \alpha_{\tau A-A} = 1,95$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{60} = 0,02 \quad (6.18)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{75}{60} = 1,2 \quad (6.19)$$



Obr. 6.10 – Určení tvarových součinitelů [18]

Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{oA-A} = \frac{32 \cdot M_{oA-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A} = \frac{32 \cdot 1030570,3}{\pi \cdot 75^3} \cdot 2,6 = 64,7 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

Krutové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{sA-A} = \frac{16 \cdot M_{kA-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\tau A-A} = \frac{16 \cdot 954929,7}{\pi \cdot 75^3} \cdot 1,95 = 22,5 \text{ MPa} \quad (6.21)$$

Redukované napětí v průřezu A-A podle GUESTA

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{oA-A}^2 + 4 \cdot \tau_{sA-A}^2} = \sqrt{64,7^2 + 4 \cdot 22,5^2} = 78,8 \text{ MPa} \quad (6.22)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$k_{sA-A} = \frac{R_{e18CrNiMo7-6}}{\sigma_{RED}} = \frac{490}{78,8} = 6,2 \quad (6.23)$$

- Mechanické vlastnosti materiálu 18CrNiMo7 – 6 dle [26]

6.4 Dynamická kontrola hřídele

Dynamická kontrola hřídele spočívá v získání součinitele výsledné bezpečnosti složené z dynamické bezpečnosti v ohybu (souměrně střídavý cyklus) a statické bezpečnosti v krutu dle rovnice (6.29). Dynamická bezpečnost v ohybu se určí jako podíl skutečné meze únavy (rov. (6.26)) a ohybového namáhání (rov. (6.27)). Statická bezpečnost v krutu se určí jako podíl meze kluzu zmenšené o hodnotu 0,433 a napětí v krutu.

6.4.1 Kontrola v průřezu A – A

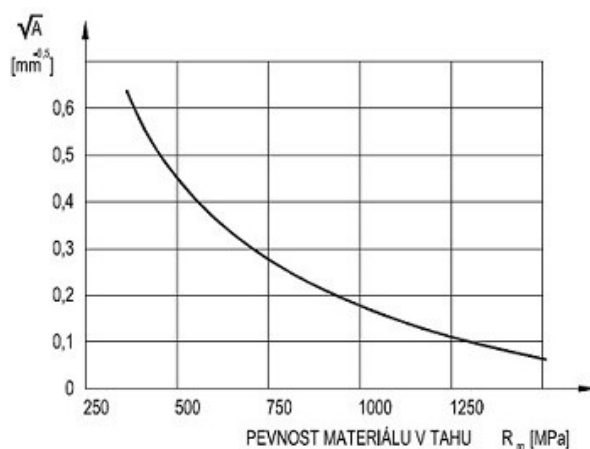
Nejvíce namáhaným průřezem při dynamické kontrole je rovněž průřez A – A stanovený v podkapitole 6.3.1. Ke stanovení vrubového součinitele dle Neubergera viz rovnice (6.25) slouží graf na Obr. 6.11. Další součinitele k určení skutečné meze únavy jsou na Obr. 6.12. Dynamická kontrola hřídele provedena dle [19].

Mez únavy hladkého vzorku dle [4]

$$\sigma_c = 0,44 \cdot R_{m18CrNiMo7-6} = 0,44 \cdot 685 = 301,4 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

Vrubový součinitel dle Neubergera

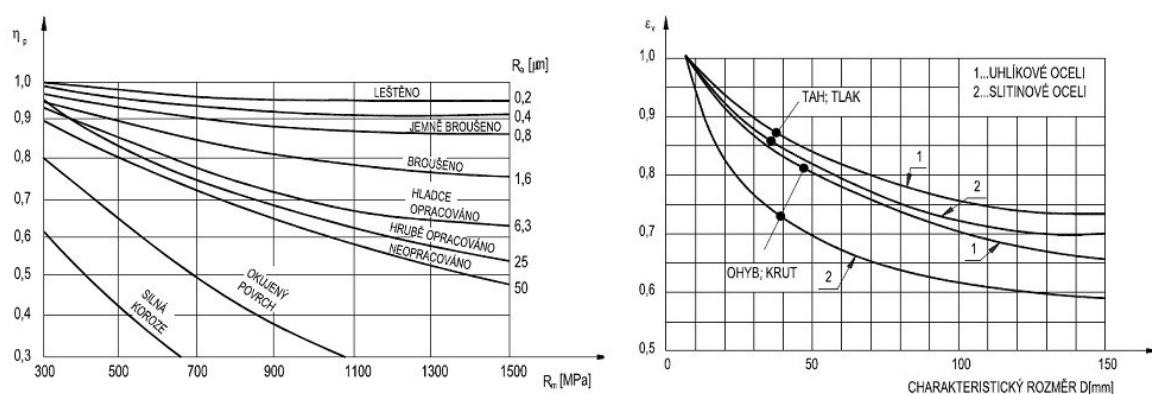
$$\beta = 1 + \frac{\alpha_{\sigma A-A} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{2,6 - 1}{1 + \frac{0,33}{\sqrt{1,5}}} = 2,26 \quad (6.25)$$



Obr. 6.11 – Neubergerova konstanta [18]

Skutečná mez únavy

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = 301,4 \cdot \frac{0,64 \cdot 0,85}{2,26} = 72,5 \text{ MPa} \quad (6.26)$$



Obr. 6.12 – Součinitel velikosti a jakosti povrchu [18]

Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{oA-A} = \frac{32 \cdot M_{oA-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} = \frac{32 \cdot 1030570,3}{\pi \cdot 75^3} = 24,9 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu

$$k_{d\sigma} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{oA-A}} = \frac{72,5}{24,9} = 2,9 \quad (6.28)$$

Součinitel statické bezpečnosti v krutu

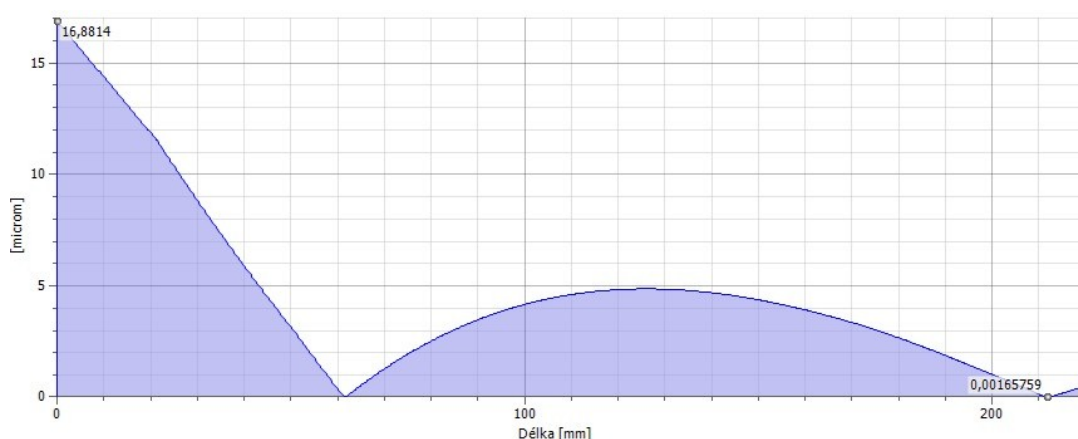
$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot R_{e18CrNiMo7-6}}{\tau_{sA-A}} = \frac{0,577 \cdot 490}{22,5} = 12,6 \quad (6.29)$$

Celkový součinitel bezpečnosti v průřezu A – A

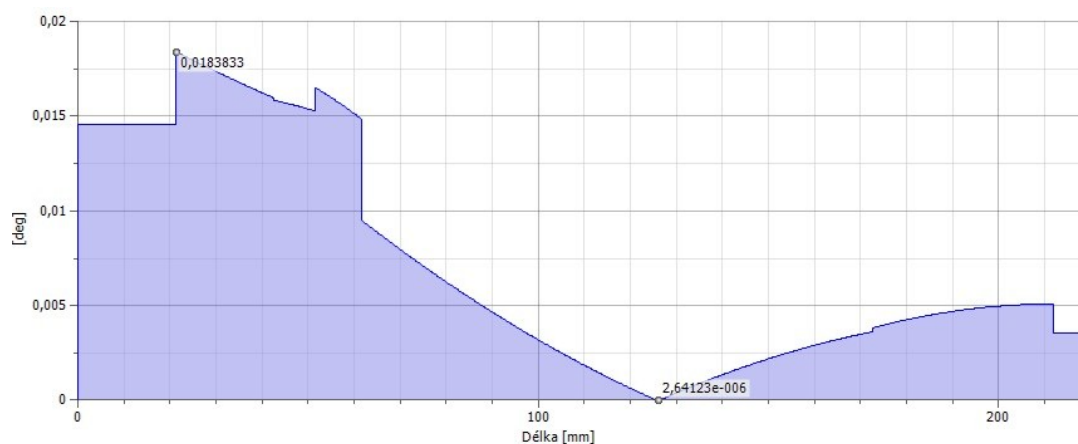
$$k_v = \frac{k_{d\sigma} \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_{d\sigma}^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{2,9 \cdot 12,6}{\sqrt{2,9^2 + 12,6^2}} = 2,8 \quad (6.30)$$

6.5 Průhyb a úhel naklonění hřídele

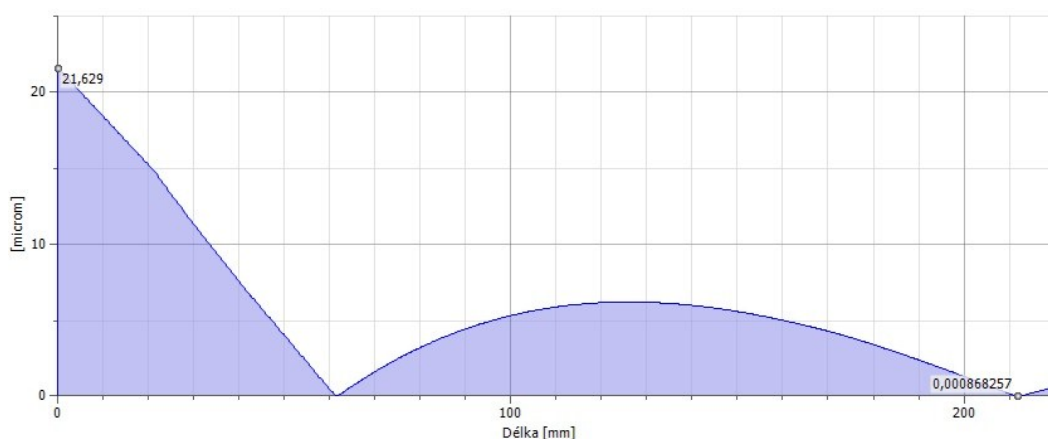
Průhyb hřídele a jeho úhel naklonění byly zjišťovány v softwaru Autodesk Inventor 2012 na zjednodušeném modelu hřídele kuželového pastorku. Zjednodušení modelu pro zjištění průhybu a naklonění hřídele spočívá v nahrazení kuželového pastorku za kužel o patních rozměrech pastorku. Hodnoty průhybu a naklonění hřídele budou dále použity pro porovnání s dovolenými hodnotami naklonění ložisek a ozubeného kola.



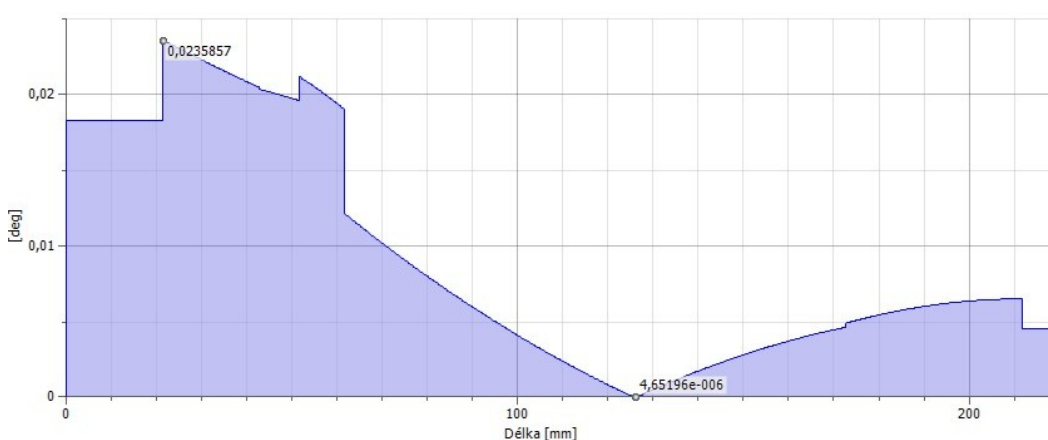
Obr. 6.13 – Průhyb při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice



Obr. 6.14 – Úhel naklonění při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice



Obr. 6.15 – Průhyb při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice



Obr. 6.16 – Úhel naklopení při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice

Dle katalogu SKF [24] je dovolené naklopení kuželíkových ložisek s logaritmickým profilem 2 – 4 úhlové minuty. Tyto hodnoty platí za předpokladu, že poloha os hřídele a tělesa se nemění. Větší naklopení je přípustné v závislosti na zatížení a požadované provozní životnosti ložisek.

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení kuželového pastorku je dle [12]:

$$\delta_{hD} = 0,005 \cdot m_{nm} = 0,005 \cdot 4,3744 = 0,0219 \text{ mm} \quad (6.31)$$

Dovolený maximální průhyb hřídele s ozubenými koly je dle [12]:

$$\delta_{hmax} = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot l = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 150 = 0,0375 \text{ mm} \quad (6.32)$$

Dovolené naklopení hřídele v místě uložení kuželového pastorku je dle [12]:

$$\vartheta_D = (3 \div 7)' = (0,05 \div 0,11\bar{6})^\circ \quad (6.33)$$

Tab. 6.3 – Průhyb a naklopení (horší varianta zatížení)

		Ložisko A	Ložisko B	Pastorek
Průhyb	$\delta[\mu m]$	0	0	21,6
Naklopení	$\vartheta[^\circ]$	0,007	0,019	0,023

6.6 Stanovení životnosti kuželíkových ložisek

Jelikož na pastorek působí při opačném směru otáčení jiné zatížení, než při normálním směru otáčení je nutné provést výpočet pro oba směry otáčení. Kuželové pastorky se zakřivenými zuby se mohou provozovat obousměrně, tzn., že v jednom směru je soukolí ze záběru vytlačováno a v druhém směru do záběru vtahováno. Pastorek by se měl po dobu své životnosti točit vybraným směrem, tzn. bez reverzace. Po konzultaci s výrobcem soukolí byla životnost ložisek stanovena na $L_{10h} = 15000 \text{ hod.}$

6.6.1 Výsledné reakce při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice

Reakce v podpoře A:

$$R_A = \sqrt{(1,5 \cdot R_{xyA})^2 + (1,5 \cdot R_{xzA})^2} \quad (6.34)$$

$$R_A = \sqrt{[1,5 \cdot (-1997,3)]^2 + (1,5 \cdot 4235,8)^2} = 7024,7 \text{ N}$$

Reakce v podpoře B:

$$R_B = \sqrt{(1,5 \cdot R_{xyB})^2 + (1,5 \cdot R_{xzB})^2} \quad (6.35)$$

$$R_B = \sqrt{(1,5 \cdot 1339,4)^2 + (1,5 \cdot 19990,4)^2} = 30052,9 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$K_a = 1,5 \cdot R_{aB} = 1,5 \cdot 10744,5 = 16116,7 \text{ N} \quad (6.36)$$

6.6.2 Výsledné reakce při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice

Tab. 6.4 – Reakce při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice

Výsledná reakce v podpoře A	$R_A[N]$	8966,8
Výsledná reakce v podpoře B	$R_B[N]$	36113,8
Axiální síla	$K_a[N]$	-9715,3

6.6.3 Stanovení axiálního zatížení

Pro výpočet životnosti kuželíkových ložisek montovaných v tandemu je potřeba určit výsledné axiální zatížení působící na uložení. To se skládá z axiální síly vyvolané ozubeným převodem a axiální síly vyvolané radiální silou působící na kuželíkové ložisko. Radiální síla je přenášena z oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem vzhledem k ose ložiska, proto vzniká v ložisku axiální síla. Určení dle katalogu SKF [24] viz Obr. 6.17.

Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice

První podmínka:

$$\frac{R_A}{Y_A} < \frac{R_B}{Y_B} \quad (6.37)$$

$$\frac{7024,7}{1,1} < \frac{30052,9}{1,1}$$

$$6386,1 < 27320,8$$

Druhá podmínka:

$$K_a \geq 0,5 \cdot \left(\frac{R_B}{Y_B} - \frac{R_A}{Y_A} \right) \quad (6.38)$$

$$16116,7 \geq 0,5 \cdot \left(\frac{30052,9}{1,1} - \frac{7024,7}{1,1} \right)$$

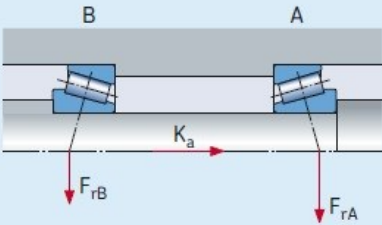
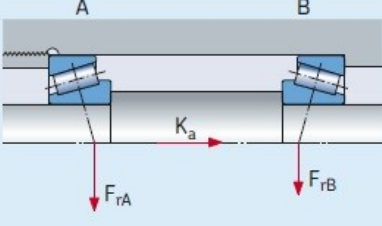
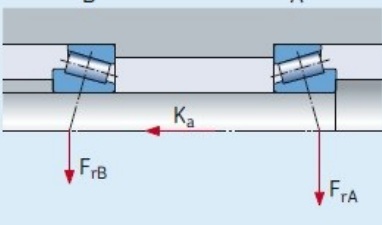
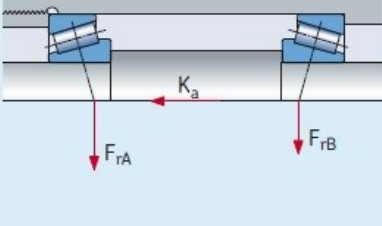
$$16116,7 \geq 10467,4$$

Axiální síla působící v ložisku A:

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot R_A}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 7024,7}{1,1} = 3193 \text{ N} \quad (6.39)$$

Axiální síla působící v ložisku B (u pastorku):

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 3193 + 16116,7 = 19309,7 \text{ N} \quad (6.40)$$

Axiální zatížení působící na uložení se dvěma jednořádkovými kuželíkovými ložisky anebo ložisky montovanými ve dvojicích do tandemu			
Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
<p>Zády k sobě (do "O")</p> 	<p>1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p> <p>$K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p> <p>$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p> <p>$K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$</p>	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Zády k sobě (do "O")</p> 	<p>2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p> <p>$K_a \geq 0$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p> <p>$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Čely k sobě (do "X")</p> 	<p>2c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$</p> <p>$K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$</p>	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Obr. 6.17 – Výpočet axiální síly dle SKF [24]

Rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice

První podmínka:

$$\frac{R_A}{Y_A} \leq \frac{R_B}{Y_B} \quad (6.41)$$

$$\frac{8966,8}{1,1} \leq \frac{36113,8}{1,1}$$

$$8151,7 \leq 32830,7$$

Druhá podmínka:

$$K_a \geq 0 \quad (6.42)$$

$$|-9715,3| \geq 0$$

Axiální síla působící v ložisku A:

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a = 16415,4 + |-9715,3| = 26130,6 \text{ N} \quad (6.43)$$

Axiální síla působící v ložisku B (u pastorku):

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot R_B}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 36113,8}{1,1} = 16415,4 \text{ N} \quad (6.44)$$

6.6.4 Výpočet trvanlivosti ložisek (možné případy zatížení)

Podkapitola obsahuje výpočet základní i hodinové trvanlivosti ložisek v podporách A i B, při obou směrech otáčení kuželového pastorku.

Trvanlivost ložiska A (stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice)

$$\frac{F_{aA}}{R_A} = \frac{3193}{7024,7} = 0,45 \quad (6.45)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_A = R_A = 7024,7 \text{ N} \quad (6.46)$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{P_A}\right)^p = \left(\frac{281000}{7024,7}\right)^{3,3} = 218909,7 \text{ mil. ot.} \quad (6.47)$$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{10hA} = L_{10A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 218909,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 2432329,6 \text{ hod.} \quad (6.48)$$

Trvanlivost ložiska B (stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice)

$$\frac{F_{aB}}{R_B} = \frac{19309,7}{30052,9} = 0,64 \quad (6.49)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_B = 0,4 \cdot R_B + Y \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 30052,9 + 1,1 \cdot 19309,7 = 33261,9 \text{ N} \quad (6.50)$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^p = \left(\frac{336000}{33261,9} \right)^{3,3} = 2228,3 \text{ mil. ot.} \quad (6.51)$$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{10hB} = L_{10B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 2228,3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 24759 \text{ hod.} \quad (6.52)$$

Trvanlivost ložiska A (rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice)

$$\frac{F_{aA}}{R_A} = \frac{26130,6}{8966,8} = 2,91 \quad (6.53)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_A = 0,4 \cdot R_A + Y \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 8966,8 + 1,1 \cdot 26130,6 = 32330,4 \text{ N} \quad (6.54)$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^p = \left(\frac{281000}{32330,4} \right)^{3,3} = 1349,9 \text{ mil. ot.} \quad (6.55)$$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{10hA} = L_{10A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 1349,9 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 14999,4 \text{ hod.} \quad (6.56)$$

Trvanlivost ložiska B (rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice)

$$\frac{F_{aB}}{R_B} = \frac{16415,4}{36113,8} = 0,45 \quad (6.57)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P_B = R_B = 36113,8 \text{ N} \quad (6.58)$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{P_B}\right)^p = \left(\frac{336000}{36113,8}\right)^{3,3} = 1693,9 \text{ mil. ot.} \quad (6.59)$$

Hodinová trvanlivost ložiska:

$$L_{10hB} = L_{10B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 1693,9 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 18821,1 \text{ hod.} \quad (6.60)$$

6.7 Dílčí zhodnocení varianty

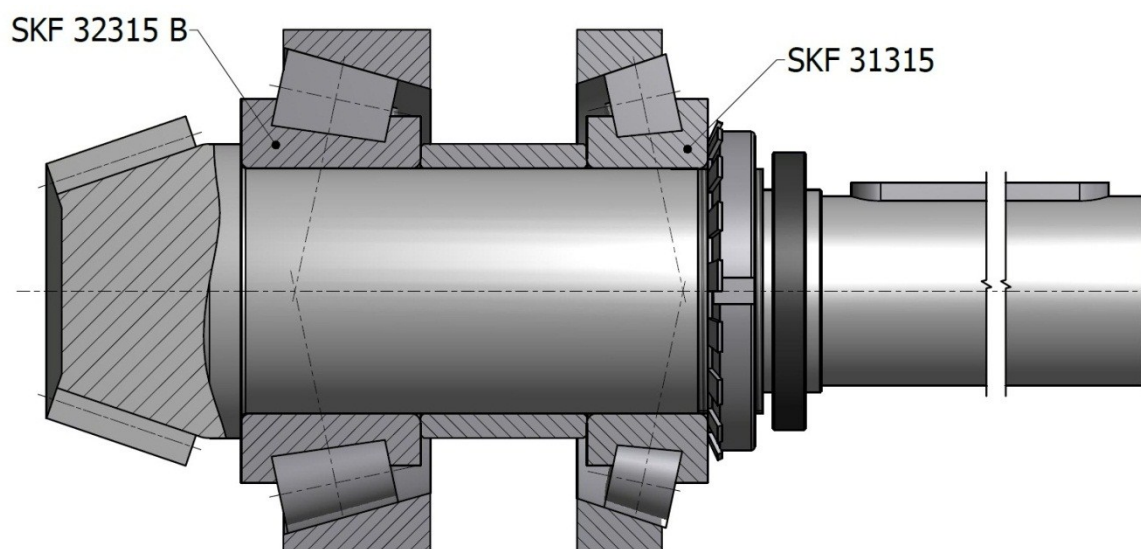
Varianta s menším ložiskem v podpoře A (vzdálenější od pastorku) je vhodnější pro zatížení, kdy je pastorek ze záběru vytlačován. Dle výpočtu hodinové trvanlivosti při tomto zatížení vychází životnost několikanásobně větší než v ložisku B (u pastorku). Z tohoto poznatku vyplývá, že by ložisko mohlo být menší (levnější) a splnilo by požadovanou životnost. Jelikož jsou ložiska navrhována na horší variantu zatížení, musí ložiska splnit hodinovou trvanlivost $L_{10h} = 15000 \text{ hod.}$ Tato podmínka je splněna při kombinaci kuželíkových ložisek uvedených v Tab. 6.1. Životnost ložiska B vychází o něco vyšší než je požadovaná životnost, avšak tento nedostatek řeší následující varianta s ložisky stejných vnitřních průměrů, viz kapitola 7.

7 MODIFIKACE PŘEDCHOZÍ VARIANTY

Modifikace přechází varianty uložení hřídele kuželového pastorku ozubení Klingelnberg s kuželíkovými ložisky umístěnými zády k sobě spočívá v záměně ložiska v podpoře A (SKF 32314 BJ2 za SKF 31315 J2). Touto úpravou se odstraní z hřídele vrub v podobě osazení na ložisko 32314 BJ2, jelikož ložisko 31315 J2 má stejný vnitřní průměr d jako ložisko v podpoře B. Zhodnocení varianty a porovnání s předchozí bude provedeno na konci kapitoly.

7.1 Stanovení reakcí v uložení hřídele

Výpočet proveden dle kapitoly 6.1. Výsledky jsou zobrazeny v Tab. 7.1. Rozměry pro výpočet reakcí z Obr. 6.2 jsou pro modifikaci rovny $a = 48,3 \text{ mm}$; $b = 139 \text{ mm}$.



Obr. 7.1 – Modifikace uložení do „O“

Tab. 7.1 – Reakce v ložiscích A a B

	Reakce v ložisku A R_A [N]	Reakce v ložisku B R_B [N]	Axiální síla R_a [N]
Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	-1963,3	1373,4	10744,5
Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	5081,4	14280,8	-6476,8
Rovina x-z	5477,8	21232,4	-

7.2 Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů

Průběh ohybových momentů této varianty je shodný s průběhy na Obr. 6.6 - Obr. 6.8. Hodnoty ohybových momentů ve vybraných místech hřídele jsou v Tab. 7.2. Kontrola v tabulce není zobrazena, protože je provedena v tabulkovém procesoru Excel 2010. Průběh krouticího momentu je zcela shodný s průběhem v předchozí variantě, viz obrázek Obr. 6.6.

Tab. 7.2 – Průběhy ohybových momentů

	Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	Rovina x-z
$M_{OI}[Nmm]$	434167,7	-261719,1	-
$M_{OB}[Nmm]$	272904,7	-706319,3	-761412,8

7.3 Statická kontrola hřídele v průřezu A – A

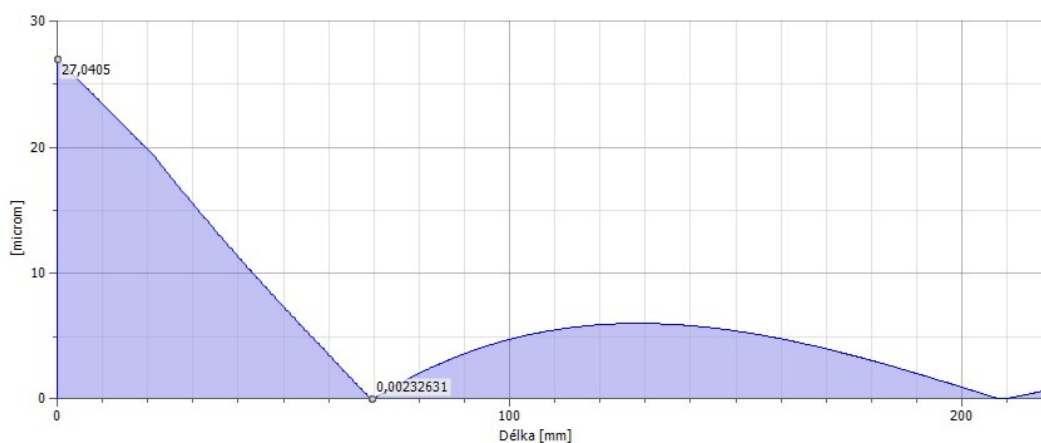
Dle průběhu ohybového momentu z předchozí podkapitoly 7.2 jsem vyhodnotil jako nebezpečný průřez pouze průřez A – A, který je totožný s průřezem předchozí varianty zobrazený na Obr. 6.9. Výsledky statické kontroly jsou uvedeny v Tab. 0.2 viz Příloha B:.

7.4 Dynamická kontrola hřídele v průřezu A – A

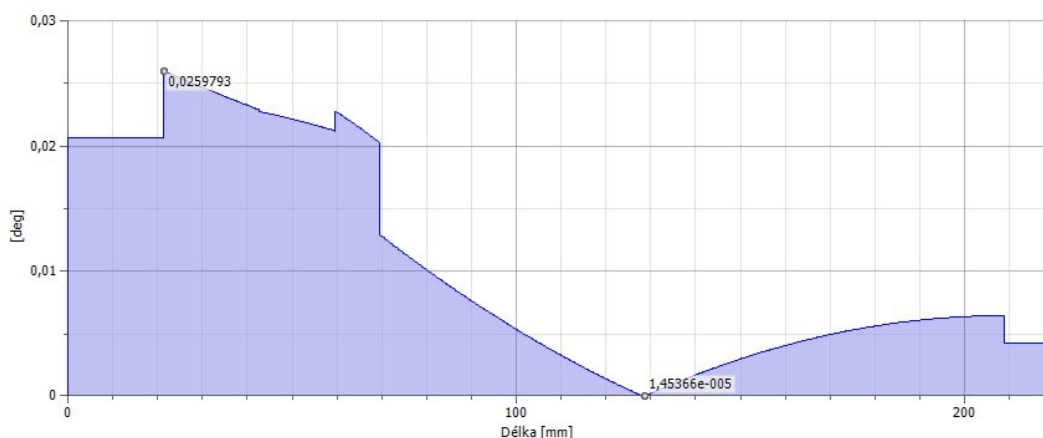
Výsledky dynamické kontroly hřídele kuželového pastorku jsou v Tab. 0.3 viz Příloha B:.. Oproti předchozí variantě uložení v kuželíkových ložiskách umístěných zády k sobě se hodnota výsledné bezpečnosti snížila o 0,4 z hodnoty 2,8 na 2,4.

7.5 Průhyb a úhel naklopení hřídele

Průhyb a úhel naklopení hřídele v předchozí variantě řešení nabýval větší hodnoty při rozdílném směru otáčení a vinutí šroubovice ozubení, než při stejném smyslu otáčení a vinutí šroubovice. Proto bude v této podkapitole vyhodnocena pouze varianta zatížení, která vykazuje větší hodnoty deformace hřídele. V tomto případě je to také při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice. Protože radiální síla působí ve stejném směru jako ohybový moment.



Obr. 7.2 – Průhyb při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice



Obr. 7.3 – Úhel naklopení při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice

Tab. 7.3 – Průhyb a naklopení (horší varianta zatížení)

		Ložisko A	Ložisko B	Pastorek
Průhyb	$\delta [\mu m]$	0	0	27
Naklopení	$\vartheta [^\circ]$	0,006	0,02	0,026

Dovolený maximální průhyb hřídele s ozubenými koly je dle [12]:

$$\delta_{hmax} = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot l = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 139 = 0,0348 \text{ mm} \quad (7.1)$$

7.6 Stanovení životnosti kuželíkových ložisek

Vyhodnocení ložisek je stanoveno v Tab. 7.4. Oproti předchozí variantě je dosaženo (při horší variantě zatížení) požadované minimální životnosti v obou ložiscích. Tzn. kombinací těchto ložisek, jsem se přiblížil k hraniční životnosti, což znamenalo zmenšení

délkových rozměrů hřídele (snížení její hmotnosti), při splnění dovolených hodnot naklopení ložisek a průhybu v místě uložení ozubeného kola.

Tab. 7.4 – Výsledky výpočtů životnosti ložisek

		Stejný smysl otáčení i vnutí šroubovice	Rozdílný smysl otáčení i vnutí šroubovice
Výsledná reakce v podpoře A	$R_A[N]$	8728,5	11207,6
Výsledná reakce v podpoře B	$R_B[N]$	31915,1	38382,3
Axiální síla	$K_A[N]$	16116,7	-9715,3
Výsledná axiální síla v ložisku A	$F_{aA}[N]$	6061,5	27161,7
Výsledná axiální síla v ložisku B	$F_{aB}[N]$	22178,2	17446,5
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A	$P_A[N]$	8728,5	24039,5
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku B	$P_B[N]$	37162	38382,3
Základní trvanlivost ložiska A	$L_{10A}[mil. ot.]$	39568,8	1351,3
Základní trvanlivost ložiska B	$L_{10B}[mil. ot.]$	1539,8	1382,6
Hodinová trvanlivost ložiska A	$L_{10hA}[hod.]$	439653,1	15013,9
Hodinová trvanlivost ložiska B	$L_{10hB}[hod.]$	17108,9	15362,2

7.7 Dílčí zhodnocení varianty

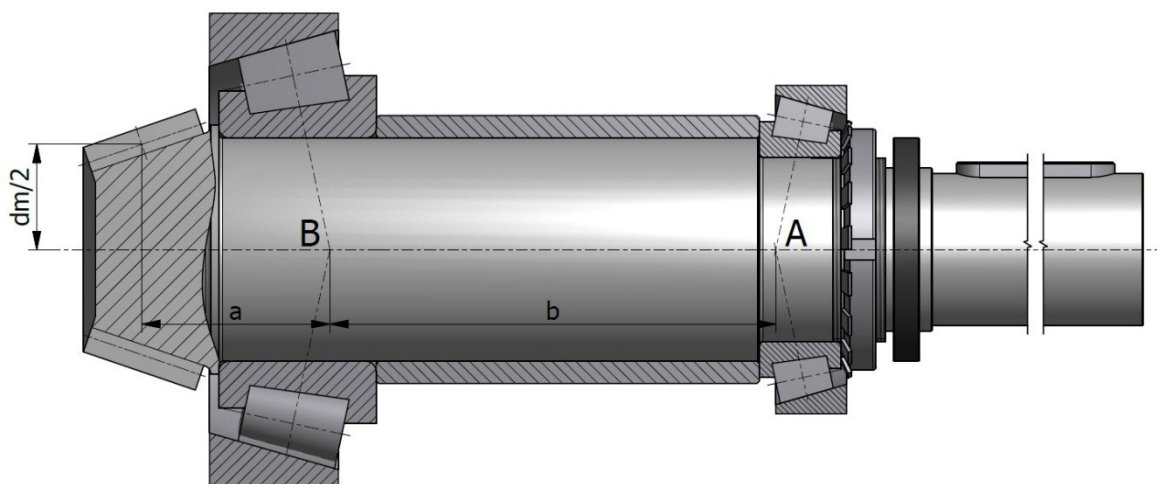
Záměna ložiska v podpoře A znamená sice zvětšení průměru hřídele pod ložiskem a s tím plynoucí zvětšení hmotnosti hřídele. Avšak touto kombinací ložisek lze snížit délkové rozměry hřídele, při splnění požadované životnosti, viz Tab. 7.4. To znamená celkové snížení hmotnosti celého uložení. Z toho plyne jak cenová úspora materiálu, tak i nově použité ložisko je cenově výhodnější.

8 VARIANTA S KUŽELÍKOVÝMI LOŽISKY DO „X“

Varianta uložení hřídele kuželového pastorku s kuželíkovými ložisky umístěnými čely k sobě je oproti předchozí variantě uložení a její modifikaci méně vhodná, protože celé uložení má menší tuhost a hůře přenáší klopné momenty. Tuto variantu jsem se rozhodl vyzkoušet, protože u předchozích variant vycházelo vyšší zatížení v podpoře A. Můj předpoklad byl, že u této varianty při rozdílném směru otáčení a vinutí šroubovice (v předchozích variantách – horší případ) bude větší zatížení přenášet podpora B (v předchozích variantách – podpora A).

8.1 Stanovení reakcí v uložení hřídele

Výpočet je proveden dle předchozích dvou variant s úpravou rovnic pro výpočet rozměrů a a b , viz rovnice (8.1) a (8.2). Výsledky výpočtů jsou uvedeny v Tab. 8.1.



Obr. 8.1 – Rozměry pro výpočet reakcí uložení do „X“

Výpočet rozměrů pro výpočet reakcí

$$a = d - e + l_1 + (T_2 - a_2) \quad (8.1)$$

$$a = \cos \delta_1 \cdot \frac{b}{2} - \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \frac{d_{am} - d_m}{2} + l_1 + (B_2 - (T_2 - a_2))$$

$$a = \cos 18,8^\circ \cdot \frac{45}{2} - \operatorname{tg} 18,8^\circ \cdot \frac{92,391 - 80,817}{2} + 9 + (60 - (63,5 - 42)) = 66,8 \text{ mm}$$

Kde:

- Rozměry T_2 , a_2 platí pro ložisko 32316 J2 dle Tab. 0.9 a Obr. 6.1.
- Rozměry d , e , l_1 dle Obr. 6.3.

$$b = l_2 + (B_2 - (T_2 - a_2)) + (T_1 - a_1) \quad (8.2)$$

$$b = 206 + (60 - (63,5 - 42)) + (33,25 - 28) = 172,8 \text{ mm}$$

Kde:

- Rozměry T_1 , a_1 , B_1 platí pro ložisko 32214 J2 dle tab. Tab. 0.9 a Obr. 6.1.

Tab. 8.1 – Reakce v ložiscích A a B

	Reakce v ložisku A R_A [N]	Reakce v ložisku B R_B [N]	Axiální síla R_a [N]
Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	-1222,4	2114,3	10744,5
Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	5073,9	14273,2	-6476,8
Rovina x-z	6094,8	21849,4	-

8.2 Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů

Hodnoty ohybových momentů ve vybraných místech hřídele jsou v Tab. 8.2. Průběhy ohybových momentů v jednotlivých rovinách a při obou směrech otáčení jsou totožné s průběhy první varianty, pouze vrcholy jsou posunuty do míst uložení hřídele.

Tab. 8.2 – Průběhy ohybových momentů

	Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	Rovina x-z
M_{OI} [Nmm]	434167,7	-261719,1	-
M_{OB} [Nmm]	211175,1	-876507,2	-1052872,9

8.3 Statická kontrola hřídele v průřezu A – A a B – B

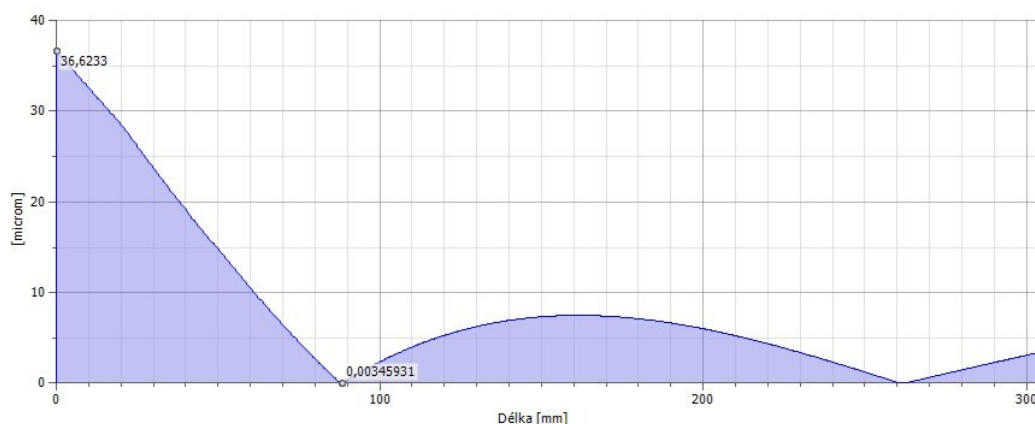
U této varianty jsou výsledky v tabulce rozšířeny o hodnoty v průřezu B – B, protože oproti ostatním variantám je zde hodnota statické bezpečnosti menší oproti průřezu A – A. V první variantě průřez B – B vyhodnocen není, protože je v něm bezpečnost značně vysoká oproti průřezu A – A. Výsledky statické kontroly hřídele kuželového pastorku jsou v Tab. 0.4 viz Příloha C:.

8.4 Dynamická kontrola hřídele v průřezu A – A a B – B

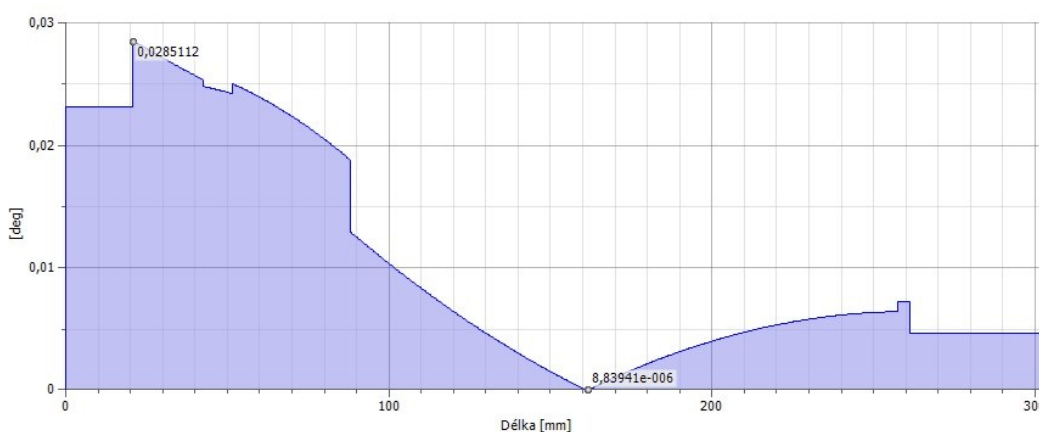
Výsledky dynamické kontroly jsou zobrazeny v Tab. 0.5 viz Příloha C:.

8.5 Průhyb a úhel naklonění hřídele

Průhyb a úhel naklonění je rovněž vyhodnocen pouze pro rozdílný smysl otáčení a vinutí šroubovice. Maximální hodnoty a průběhy jsou zobrazeny na Obr. 8.2 a Obr. 8.3.



Obr. 8.2 – Průhyb při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice



Obr. 8.3 – Úhel naklonění při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice

Tab. 8.3 – Průhyb a naklonění (horší varianta zatížení)

		Ložisko A	Ložisko B	Pastorek
Průhyb	$\delta [\mu m]$	0	0	36,6
Naklonění	$\vartheta [^\circ]$	0,007	0,019	0,029

Dovolený maximální průhyb hřídele s ozubenými koly je dle [12]:

$$\delta_{hmax} = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot l = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 172 = 0,043 \text{ mm} \quad (8.3)$$

8.6 Stanovení životnosti kuželíkových ložisek

Vyhodnocení ložisek je stanoveno v Tab. 8.4.

Tab. 8.4 – Výsledky výpočtů životnosti ložisek

		Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice	Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice
Výsledná reakce v podpoře A	$R_A[N]$	9324,3	11895,5
Výsledná reakce v podpoře B	$R_B[N]$	32927,2	39147,4
Axiální síla	$K_A[N]$	16116,7	-9715,3
Výsledná axiální síla v ložisku A	$F_{aA}[N]$	3330,1	4248,4
Výsledná axiální síla v ložisku B	$F_{aB}[N]$	19446,8	13963,6
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A	$P_A[N]$	9324,2	11895,5
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku B	$P_B[N]$	46230,4	39397,2
Základní trvanlivost ložiska A	$L_{10A}[mil. ot.]$	12235,5	5433,2
Základní trvanlivost ložiska B	$L_{10B}[mil. ot.]$	1352,1	2304,3
Hodinová trvanlivost ložiska A	$L_{10hA}[hod.]$	135949,6	60368,9
Hodinová trvanlivost ložiska B	$L_{10hB}[hod.]$	15022,9	25603,2

8.7 Dílčí zhodnocení varianty

Tato varianta uložení hřídele kuželového pastorku má největší hmotnost. A to z důvodu použití většího ložiska v podpoře B oproti předchozím variantám. Toto ložisko bylo potřeba použít, poněvadž přenáší mnohem větší zatížení při obou směrech otáčení než ložisko v podpoře A. Použití této varianty mělo snížit axiální zatížení v ložisku A, což bylo splněno avšak ve velké míře.

Tím došlo ke zmenšení ložiska A, které je sice mnohem levnější než ložiska v podporách A oproti předchozím variantám, ale je uloženo jak na hřídeli, tak v ložiskovém domku na malé ploše. Z čehož vyplývá menší tuhost uložení. Menší tuhost uložení je také dána uložení kuželíkových ložisek čely k sobě.

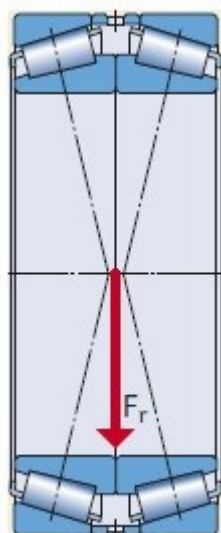
9 VARIANTA S DVOUŘADÝMI LOŽISKY

U varianty s dvouřadými ložisky jsou použita:

- dvouřadé soudečkové ložisko
- párovaná jednořadá kuželíková ložiska.

Dvouřadé soudečkové ložisko přenáší pouze radiální zatížení, poněvadž není vnější kroužek v tělese axiálně zajištěn. Jedná se tedy o ložisko axiálně volné. Axiální zatížení přenáší pouze párovaná jednořadá kuželíková ložiska.

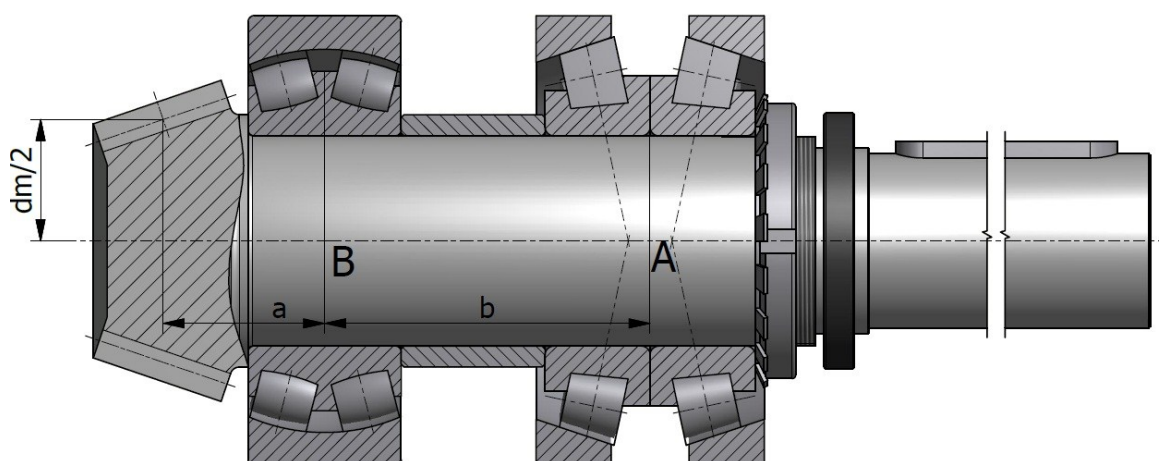
Tato ložiska jsou uspořádána čely k sobě (do „X“), z důvodu jednodušší výroby oproti ložiskům s uspořádáním zády k sobě (do „O“). Montáž se provádí s rozpěrným kroužkem mezi oběma vnějšími kroužky, viz Obr. 9.1.



Obr. 9.1 – Párovaná jednořadá kuželíková ložiska (zatížení) [24]

9.1 Stanovení reakcí v uložení hřídele

Při montáži párovaných kuželíkových ložisek spolu s dalším (třetím) ložiskem se jedná o uložení staticky neurčité. Dle katalogu SKF lze při montáži ložisek do „X“, použít zjednodušení v podobě zavedení reakce do geometrického středu dvojice kuželíkových ložisek (vzdálenost mezi silovými středy dvojice v porovnání se vzdáleností jejich geometrického středu se středem třetího ložiska je malá). V tomto případě se pak bude jednat o uložení staticky určité. Reakce u soudečkového ložiska působí klasicky ve středu jeho šířky B .



Obr. 9.2 – Uložení s dvouřadými ložisky

Tab. 9.1 – Reakce v ložiscích A a B

	Reakce v ložisku A R_A [N]	Reakce v ložisku B R_B [N]	Axiální síla R_a [N]
Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	-2346,1	990,6	10744,5
Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	6976,2	16175,5	-6476,8
Rovina x-z	7816,3	23570,9	-

9.2 Výpočet a průběh ohybových a krouticích momentů

Hodnoty ohybových momentů ve vybraných místech hřídele jsou v Tab. 9.2. Průběhy ohybových momentů v jednotlivých rovinách a při obou směrech otáčení jsou totožné s průběhy první varianty, pouze vrcholy jsou posunuty do míst uložení hřídele.

Tab. 9.2 – Průběhy ohybových momentů

	Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice rovina x-y	Rovina x-z
M_{OI} [Nmm]	434167,7	-261719,1	-
M_{OB} [Nmm]	254552,7	-756915,7	-848063,1

9.3 Statická kontrola hřídele v průřezu A – A

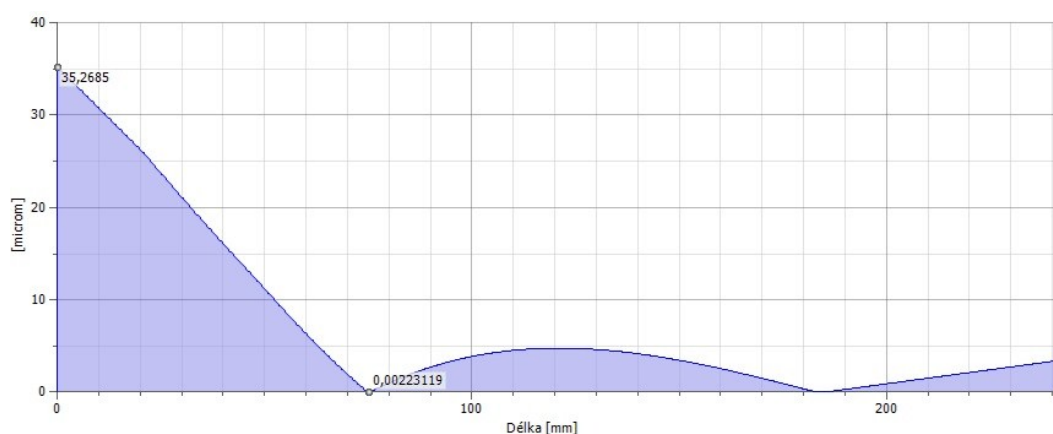
Výsledky statické kontroly hřídele kuželového pastorku jsou v Tab. 0.6 viz Příloha D:.

9.4 Dynamická kontrola hřídele v průřezu A – A

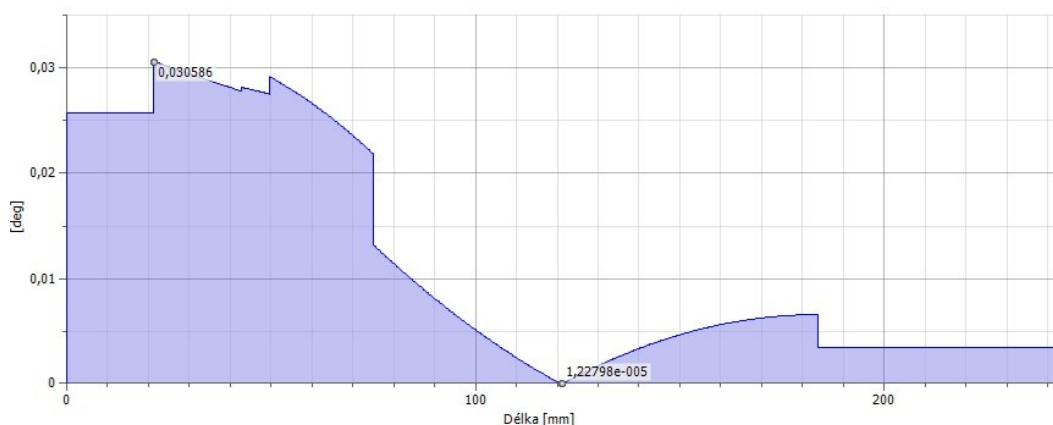
Výsledky statické kontroly hřídele kuželového pastorku jsou v Tab. 0.7 viz Příloha D:.

9.5 Průhyb a úhel naklopení hřídele

U varianty s dvouřadými ložisky jsou hodnoty průhybů a úhlů naklopení větší při rozdílném smyslu otáčení a vinutí šroubovice. Minimální dovolené naklopení dvouřadých soudečkových ložisek je dle SKF [25] $1,5^\circ$.



Obr. 9.3 – Průhyb při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice



Obr. 9.4 – Úhel naklopení při stejném smyslu otáčení i vinutí šroubovice

Tab. 9.3 – Průhyb a naklopení (horší varianta zatížení)

		Ložisko A	Ložisko B	Pastorek
Průhyb	$\delta [\mu m]$	0	0	35,2
Naklopení	$\vartheta [^\circ]$	0,007	0,022	0,03

Dovolený maximální průhyb hřídele s ozubenými koly je dle [12]:

$$\delta_{hmax} = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot l = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 120 = 0,036 \text{ mm} \quad (9.1)$$

9.6 Stanovení životnosti kuželíkových ložisek

Vyhodnocení ložisek je stanoveno v Tab. 9.4.

Tab. 9.4 – Výsledky výpočtů životnosti ložisek

		Stejný smysl otáčení i vinutí šroubovice	Rozdílný smysl otáčení i vinutí šroubovice
Výsledná reakce v podpoře A	$R_A[N]$	12241,1	15715
Výsledná reakce v podpoře B	$R_B[N]$	35387,5	42880,9
Axiální síla	$K_A[N]$	16116,7	-9715,3
Výsledná axiální síla v ložisku A	$F_{aA}[N]$	23673	19415,9
Výsledná axiální síla v ložisku B	$F_{aB}[N]$	0	0
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A	$P_A[N]$	36609,1	33828,1
Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku B	$P_B[N]$	35387,5	42880,9
Základní trvanlivost ložiska A	$L_{10A}[mil. ot.]$	1361,5	1771,6
Základní trvanlivost ložiska B	$L_{10B}[mil. ot.]$	3241,2	1708,6
Hodinová trvanlivost ložiska A	$L_{10hA}[hod.]$	15127,3	19684,9
Hodinová trvanlivost ložiska B	$L_{10hB}[hod.]$	36012,9	18985

9.7 Dílčí zhodnocení varianty

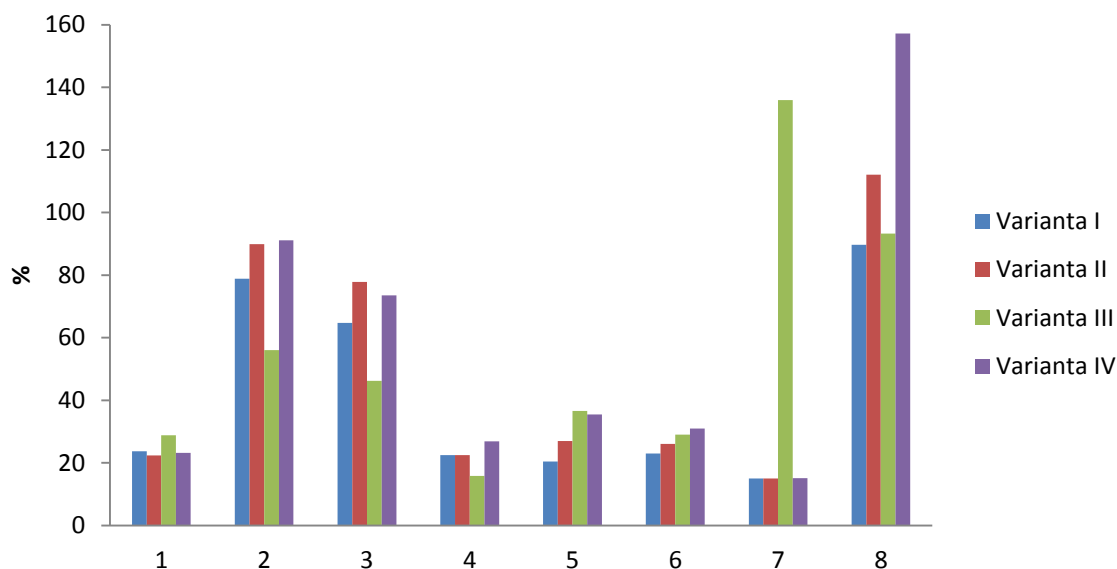
Co se týče nejnižší hmotnosti, uložení je na druhém místě. Jelikož dvouřadé soudečkové ložisko a párované jednořadé kuželíkové ložisko má velkou kontaktní plochu na hřídeli, jedná se o uložení s velkou tuhostí. Ovšem vzhledem k vysoké ceně ložisek viz Tab. 10.1 se jedná o nejdražší uložení. Toto kritérium je dosti důležité, poněvadž cena v dnešní době určuje konkurenceschopnost výrobku na trhu.

10 ZHODNOCENÍ

Porovnání jednotlivých variant je zobrazeno v Tab. 10.1. Celková hmotnost jednotlivých variant v tabulce se skládá z kuželového pastorku, ložisek, v kterých je hřídel uložen a dílů rotujících spolu s hřídelem (rozpěrná trubka, KM matice, MB podložka, těsné pero). Redukované, ohybové a smykové napětí se vztahuje vždy k nejvíce nebezpečnému průřezu hřídele. Nedílnou částí zhodnocení jednotlivých variant uložení je jejich cena, proto jsou v tabulce uvedeny ceny jednotlivých ložisek dle [23].

Tab. 10.1 – Srovnání variant I – IV (pořadí dle číslování kapitol)

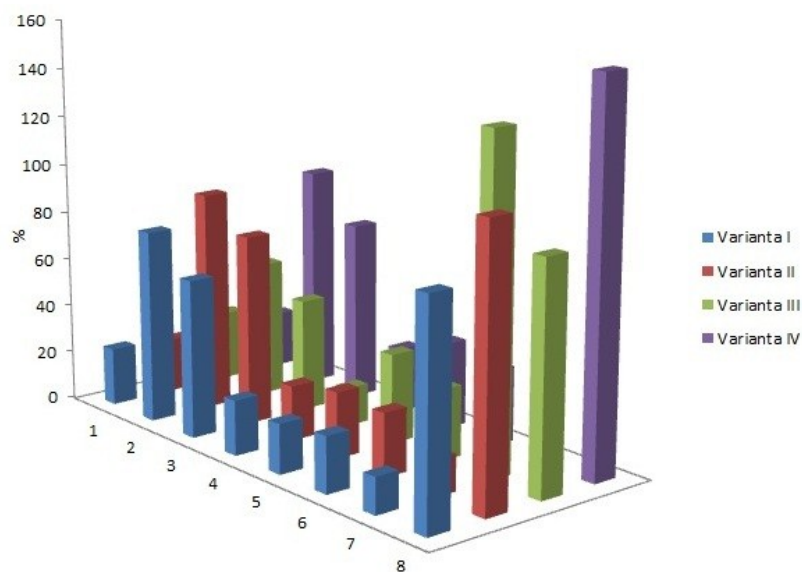
		Varianta I	Varianta II	Varianta III	Varianta IV
Hmotnost	$m [kg]$	23,7	22,4	28,8	23,2
Redukované napětí	$\sigma_{RED} [MPa]$	78,8	89,9	56	91,1
Ohybové napětí	$\sigma_o [MPa]$	64,7	77,8	46,2	73,5
Smykové napětí	$\tau_s [MPa]$	22,5	22,5	15,8	26,9
Maximální průhyb	$\delta_{max} [\mu m]$	21,6	27	36,6	35,2
Naklopení - kužel. pastorek	$\vartheta_{kp} [^\circ]$	0,023	0,026	0,029	0,03
Hodinová trvanlivost ložisko A	$L_{10hA} [hod.]$	14999,4	15013,9	135950	15127,3
Radiální síla v ložisku A	$R_A [N]$	8966,8	11207,6	9324	15715
Axiální síla v ložisku A	$F_{aA} [N]$	26130,6	27161,7	3330	23673
Naklopení v ložisku A	$\vartheta_A [^\circ]$	0,007	0,006	0,007	0,007
Cena ložiska A	$[Kč]$	7290,-	5722,-	1846,-	14724,-
Hodinová trvanlivost ložisko B	$L_{10hB} [hod.]$	18821,1	15362,2	15022,9	18985
Radiální síla v ložisku B	$R_B [N]$	36113,8	38382,3	32927,2	42880,9
Axiální síla v ložisku B	$F_{aB} [N]$	19309,7	22178,2	19446,8	0
Naklopení v ložisku B	$\vartheta_B [^\circ]$	0,019	0,02	0,019	0,022
Cena ložiska B	$[Kč]$	9435,-	9435,-	8872,-	6163,-



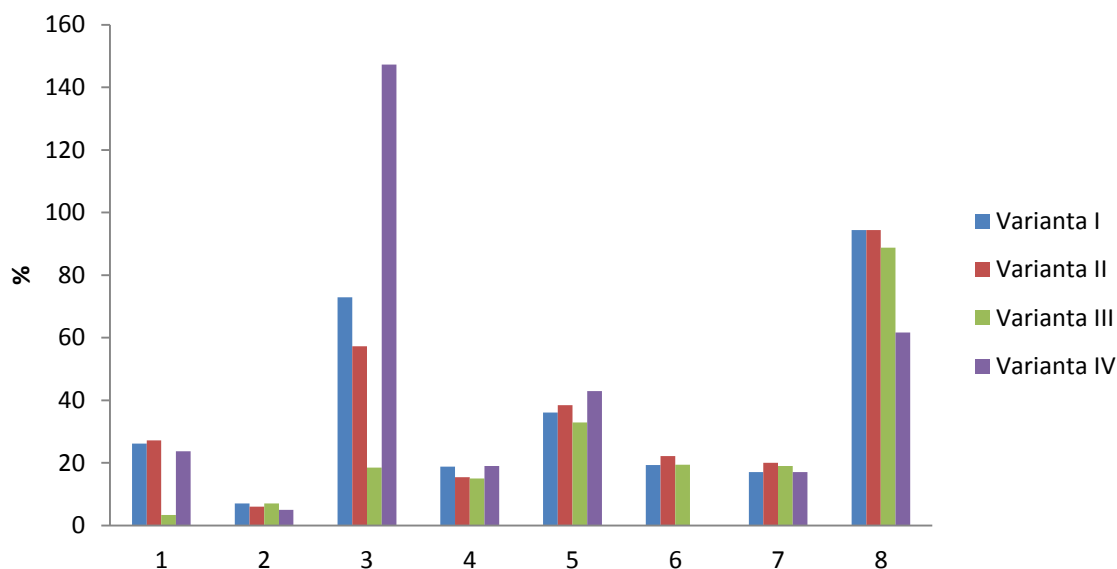
Obr. 10.1 – Srovnání variant I – IV

Popisky vodorovné osy Obr. 10.1 a Obr. 10.2:

- 1 – hmotnost
- 2 – redukované napětí
- 3 – ohybové napětí
- 4 – smykové napětí
- 5 – maximální průhyb
- 6 – naklopení – kuželový pastorek
- 7 – hodinová trvanlivost ložiska A
- 8 – radiální síla v ložisku A



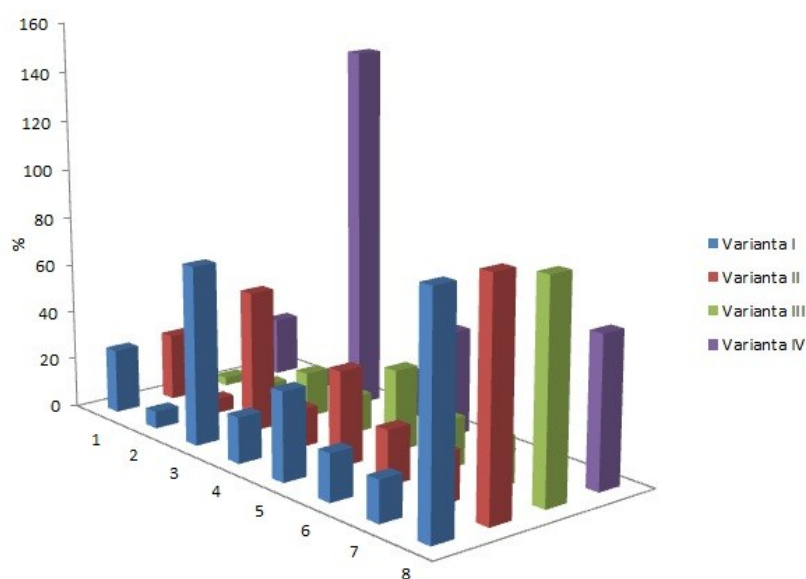
Obr. 10.2 – 3D srovnání



Obr. 10.3 – Srovnání variant I – IV

Popisky vodorovné osy Obr. 10.3 a Obr. 10.4:

- 1 – axiální síla v ložisku A
- 2 – naklopení v ložisku A
- 3 – cena ložiska A
- 4 – hodinová trvanlivost ložiska B
- 5 – radiální síla v ložisku B
- 6 – axiální síla v ložisku B
- 7 – naklopení v ložisku B
- 8 – cena ložiska B



Obr. 10.4 – 3D srovnání

11 ZÁVĚR

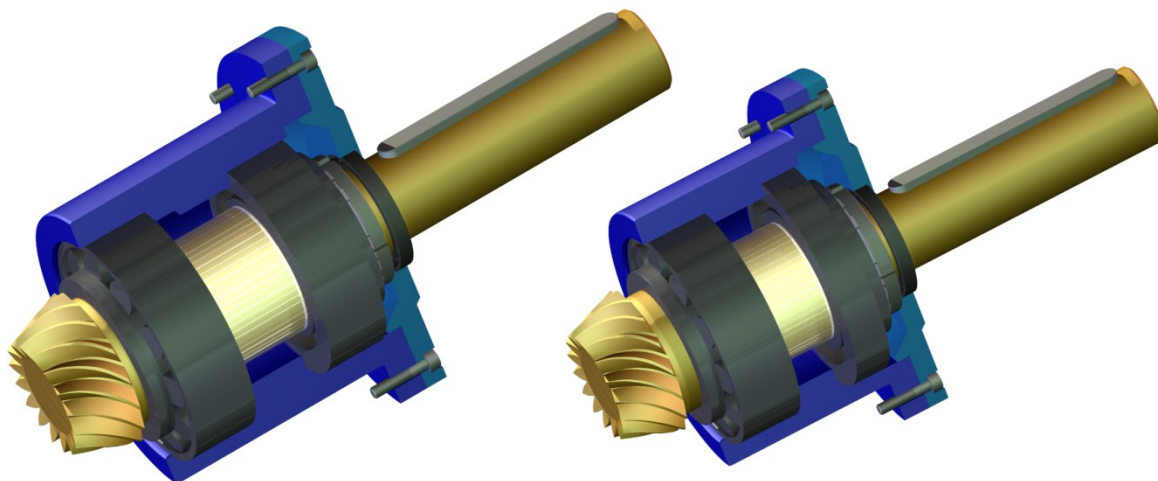
Dle zadání diplomové práce jsem navrhl uložení kuželového pastorku s ozubením Klingelnberg ve čtyřech konstrukčních variantách pro řadu celkově devíti převodů. Ty jsou tvořeny kombinací tří výkonů a tří převodových poměrů zadaných výrobcem soukolí Vítkovice Gearworks. V úvodu práce jsem provedl rozdělení kuželových soukolí s různoběžnými osami dle několika kritérií (poloha os, tvar věnce a dle průběhu zubů). Dále jsem uvedl možné způsoby ukládání hřídelů těchto soukolí.

V kapitole 3 jsem stručně popsal výrobu ozubení Klingelnberg a jeho použití. Následující kapitola obsahuje kompletní výpočet zatěžujících sil hřídelů kuželových pastorků, které vznikají od ozubení. Kapitola obsahuje kontrolu přenosu točivého momentu přenášeného elektromotorem a zjednodušenou pevnostní kontrolu pro $P=100\text{ kW}$, $u=3$, $n=1500\text{ min}^{-1}$. Ostatní viz Příloha A:. Ve zbylé části diplomové práce se zabývám samotnou optimalizací. Tato část začíná popisem navrženého optimalizačního nástroje pro zjednodušení a urychlení celkového výpočtu a tvorby výkresové dokumentace (kapitola 5). Následují kompletní návrhové a kontrolní výpočty pro první variantu uložení s kuželíkovými ložisky umístěnými zády k sobě. Ostatní konstrukční varianty jsou popsány a vyhodnoceny (formou tabulek) v následujících kapitolách (7 ÷ 9). Poté jsou všechny konstrukční varianty zhodnoceny.

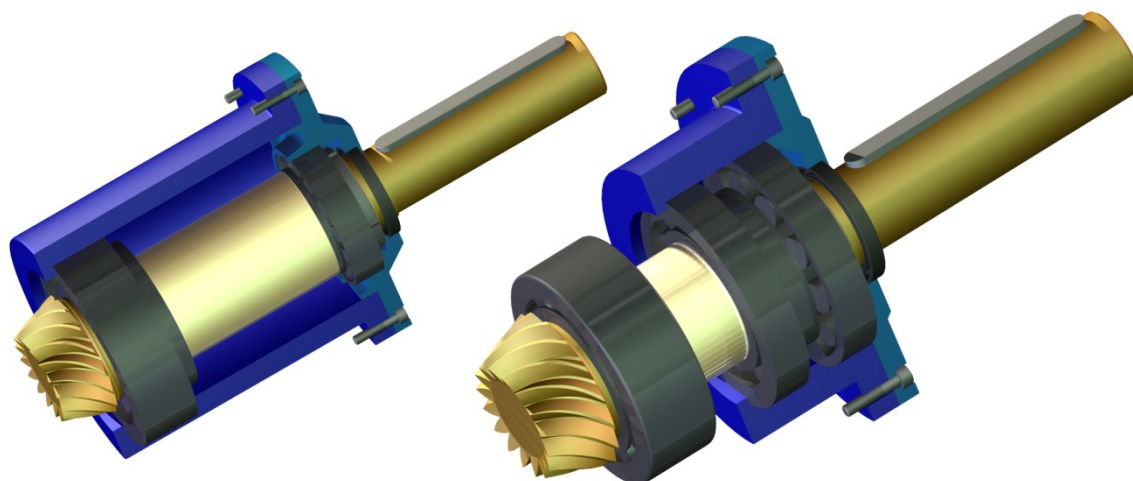
Při optimalizaci jsem se potýkal s většími či menšími problémy, které bylo potřeba vyřešit. Při optimalizaci je potřeba vhodně zvolit správnou kombinaci ložisek, poněvadž velkou měrou se na výsledné životnosti podílejí výpočtové součinitele (rozměry a konstrukce ložiska). To znamená, že při použití většího ložiska s větší dynamickou únosností nemusí být výsledná životnost větší oproti předchozímu „menšímu“ ložisku. Při řešení dalších kombinací převodových poměrů a výkonů, aby bylo dosaženo požadované životnosti, je třeba použít rozměrově větší ložiska.

V katalogu SKF kuželíkových ložisek není pro každý průměr stejná řada ložisek (výpočtové součinitele), z toho vyplývá nutnost použití ložiska většího, než by bylo potřeba při použití ložiska, které v řadě ložisek daného průměru chybí (u soudečkových ložisek tento problém nenastal). Tento problém se dá kompenzovat zvětšením rozteče ložisek (zvýší se životnost). Ovšem za předpokladu, že nejsou kladeny nároky na malý zástavbový prostor. Řešení má výhodu, že při použití „menšího“ ložiska je jeho cena výrazně nižší. Nevýhoda může být ve větší hmotnosti rotujících hmot. Dopředu také nebyl znám směr otáčení, proto bylo potřeba, aby navržené uložení splnilo životnost pro oba

směry otáčení. Výsledkem diplomové práce je optimalizovaný konstrukční návrh čtyř variant uložení kuželového pastorku, který se může po celou dobu životnosti ložisek otáčet jedním nebo druhým směrem. Každá z devíti zadaných kombinací výkonů a převodových poměrů obsahuje čtyři konstrukční varianty. Všechny stanovené cíle v úvodu diplomové práce tím byly splněny.



Obr. 11.1 – Varianta I (vlevo) a II (vpravo)



Obr. 11.2 – Varianta III (vlevo) a IV (vpravo)

12 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] Němček, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] Moravec, V., Pišťáček, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-0980-9.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky. 4. doplněné vydání*. Albra, 2008, ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] Drastík, F.: *Technické kreslení I. Pravidla tvorby výkresů ve strojírenství*. Montanex a.s. Ostrava, 2005, ISBN 87-7225-195-3.
- [7] Fořt, P., Kletečka, J.: *Autodesk Inventor. Funkční navrhování v praxi. 2. aktualizované vydání*. Computer Press, skripta 2007, ISBN 978-80-251-1773-6.
- [8] Dejl, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- [9] Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů I*. STNL, Praha, 1989.
- [10] Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů 2*. STNL, Praha, 1989.
- [11] Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I*. ES VUT, Brno, 1990.
- [12] Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů II*. ES VUT, Brno, 1990.
- [13] Moravec, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex a.s., Ostrava, 2001, ISBN 978-80-7225-051-5.
- [14] *Výrobní program firmy Klingelberg*. Hückeswagen: Klingelberg.
- [15] Kovos – Řetězy. Kovos [online]. 2013 [cit. 2013-03-29]. Dostupné z: <<http://www.kvos-retezy.cz/ozubena-kola-kuzelova.asp>>.
- [16] Tds – Technik. TDS [online]. 2013 [cit. 2013-03-29]. Dostupné z: <<http://www.tds-technik.cz/novinky/novinky13.html>>.
- [17] Prášil, L. *kst.tul* [online]. 2013 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: <http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf>.

- [18] Havlík, J. *Katedra částí a mechanismů strojů. VŠB – TUO. Fakulta strojní* [online]. 2013 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: <www.347.vsb.cz/cz/soubory.asp?send=true&typ=predmet_16>.
- [19] Havlík, J. *Katedra částí a mechanismů strojů. VŠB – TUO. Fakulta strojní* [online]. 2013 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: <www.347.vsb.cz/files/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf>.
- [20] *Partenariat Angleterre*. [online]. 2013 [cit. 2013-02-25]. Dostupné z: <<http://englandcollege.unblog.fr/>>.
- [21] *Spiralbevelgearmanufacturer*. [online]. 2013 [cit. 2013-02-25]. Dostupné z: <http://www.spiralbevelgearmanufacturer.com/category/spiral_bevel_gears>.
- [22] *Direct INDUSTRY*. [online]. 2013 [cit. 2013-04-15]. Dostupné z: <<http://pdf.directindustry.com/pdf/klingelnberg/worm-and-rotors-grinding-machine-klingelnberg-h-10/9207-100807.html>>.
- [23] Zbozi.Arkov.cz. *Arkov* [online]. 2013 [cit. 2013-03-29]. Dostupné z: <<http://zbozi.arkov.cz/c/43-loziska-a-prislusenstvi-loziska-radialni.html#!&category=43&manufacturers=&list=itemRowPicture&page=1>>.
- [24] 6000 CS 05 Kuželíková ložiska. *SKF* [online]. 2013 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/search/?filetype=all&lang=cs&_DARGS=/portal/skftemplates/html/header_main.jsp>.
- [25] 6000 CS 06 Soudečková ložiska. *SKF* [online]. 2013 [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/search/?_dyncharset=UTF-8&searchstring=soude%C4%8Dkov%C3%A1+lo%C5%BEiska&searchtype=all&category=all&filetype=all&solutionIndustry=all>.
- [26] Bolzano, B. *Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6* [online]. 2013 [cit. 2013-03-9]. Dostupné z: <<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/ocelikcementovani/18CrNiMo7-6/>>.

PŘÍLOHY

- Příloha A: Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu ozubených soukolí
- Příloha B: Výsledky statické a dynamické kontroly hřídele – Varianta II
- Příloha C: Výsledky statické a dynamické kontroly hřídele – Varianta III
- Příloha D: Výsledky statické a dynamické kontroly hřídele – Varianta IV
- Příloha E: Použitá ložiska a jejich parametry (Varianta II – IV)
- Příloha F: Výsledky a porovnání ostatních kombinací uložení (BAI019-01-KOMB.)
- Příloha G: Sestavný výkres – Varianta I (BAI019-01-VAR I)
- Příloha H: Sestavný výkres – Varianta II (BAI019-01-VAR II)
- Příloha I: Sestavný výkres – Varianta III (BAI019-01-VAR III)
- Příloha J: Sestavný výkres – Varianta IV (BAI019-01-VAR IV)
- Příloha K: Sestavný výkres – porovnání všech variant (Varianta I – IV, BAI019-01)
- Příloha L: CD-ROM s textem práce a výrobní dokumentací v zadaném rozsahu

Příloha A

Tab. 0.1 – Výsledky zjednodušeného kontrolního výpočtu ozubených soukolí

Výkon	Převodový poměr	Označení	Ohyb		Označení	Dotyk	
$P [kW]$	$u [-]$		Pastorek	Kolo		Pastorek	Kolo
100	3	$\sigma_F [MPa]$	298,7	306	$\sigma_H [MPa]$	1094,2	1094,2
		$S_F [-]$	2,34	2,29	$S_H [-]$	1,16	1,16
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	597,4	612,1	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1547,4	1547,4
	4	$\sigma_F [MPa]$	309	313,2	$\sigma_H [MPa]$	1224,7	1224,7
		$S_F [-]$	2,27	2,24	$S_H [-]$	1,04	1,04
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	618	626,4	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1732	1732
	5	$\sigma_F [MPa]$	324,6	329,8	$\sigma_H [MPa]$	1357,1	1357,1
		$S_F [-]$	2,16	2,12	$S_H [-]$	0,94	0,94
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	649,2	659,6	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1919,2	1919,2
175	3	$\sigma_F [MPa]$	360,9	362,1	$\sigma_H [MPa]$	1202,8	1202,8
		$S_F [-]$	1,94	1,93	$S_H [-]$	1,06	1,06
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	721,8	724,2	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1701	1701
	4	$\sigma_F [MPa]$	372,4	377,4	$\sigma_H [MPa]$	1344,4	1344,4
		$S_F [-]$	1,88	1,86	$S_H [-]$	0,95	0,95
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	744,7	754,7	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1901,2	1901,2
	5	$\sigma_F [MPa]$	353,9	359,6	$\sigma_H [MPa]$	1416,9	1416,9
		$S_F [-]$	1,98	1,95	$S_H [-]$	0,9	0,9
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	707,7	719,1	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	2003,8	2003,8
250	3	$\sigma_F [MPa]$	354,9	356,1	$\sigma_H [MPa]$	1192,8	1192,8
		$S_F [-]$	1,97	1,97	$S_H [-]$	1,07	1,07
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	709,9	712,2	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1686,8	1686,8
	4	$\sigma_F [MPa]$	370,5	375,5	$\sigma_H [MPa]$	1341,1	1341,1
		$S_F [-]$	1,89	1,86	$S_H [-]$	0,95	0,95
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	741,1	751	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	1896,6	1896,6
	5	$\sigma_F [MPa]$	359,3	365,1	$\sigma_H [MPa]$	1427,8	1427,8
		$S_F [-]$	1,95	1,92	$S_H [-]$	0,89	0,89
		$\sigma_{Fmax} [MPa]$	718,6	730,2	$\sigma_{Hmax} [MPa]$	2019,2	2019,2

Příloha B

Tab. 0.2 – Výsledky statické kontroly hřídele

Dynamický součinitel	K_A	1,5	[-]
Kroutící moment s K_A	M_{kA-A}	954929,7	Nmm
Ohybový moment s K_A	M_{oA-A}	978487,74	Nmm
Ohybový moment s K_A	M_{oA-A}	1239405,3	Nmm
Ohybové napětí	σ_{oA-A}	77,8	MPa
Smykové napětí	τ_{sA-A}	22,5	MPa
Redukované napětí	σ_{RED}	89,9	MPa
Statická bezpečnost	k_S	5,5	[-]

Tab. 0.3 – Výsledky dynamické kontroly hřídele

Mez únavy	σ_c	301,4	MPa
Vrubový součinitel dle Neubergera	β	2,260	[-]
Neubergerova konstanta	\sqrt{A}	0,33	[-]
Poloměr vrubu	ρ	1,5	mm
Skutečná mez únavy	σ_c^*	72,54	MPa
Součinitel jakosti povrchu	η_p	0,85	[-]
Součinitel velikosti	ε_v	0,64	[-]
Ohybové napětí	σ_{oA-A}	29,9	MPa
Dynamická bezpečnost v ohybu	$k_{d\sigma}$	2,4	[-]
Statická bezpečnost v krutu	$k_{s\tau}$	12,6	[-]
Výsledná bezpečnost	k_v	2,4	[-]

Příloha C

Tab. 0.4 – Výsledky statické kontroly hřídele

Dynamický součinitel	K_A	1,5	1,5	[-]
Kroutící moment s K_A	M_{kA-A}	954929,7	954929,7	Nmm
Ohybový moment s K_A	M_{oA-A}	841281	240099,2	Nmm
Ohybový moment s K_A	M_{oA-A}	1030570,3	306309,3	Nmm
Ohybové napětí	σ_{oA-A}	46,2	21,8	MPa
Smykové napětí	τ_{sA-A}	15,8	26,9	MPa
Redukované napětí	σ_{RED}	56	58,1	MPa
Statická bezpečnost	k_S	8,8	8,4	[-]

Tab. 0.5 – Výsledky dynamické kontroly hřídele

Mez únavy	σ_c	301,4	301,4	MPa
Vrubový součinitel dle Neubergera	β	2,339	2,103	[-]
Neubergerova konstanta	\sqrt{A}	0,33	0,33	[-]
Poloměr vrubu	ρ	1,5	1,5	mm
Skutečná mez únavy	σ_c^*	69,00	79,19	MPa
Součinitel jakosti povrchu	η_p	0,85	0,85	[-]
Součinitel velikosti	ε_v	0,63	0,65	[-]
Ohybové napětí	σ_{oA-A}	17,1	9,1	MPa
Dynamická bezpečnost v ohybu	$k_{d\sigma}$	4,0	8,7	[-]
Statická bezpečnost v krutu	$k_{s\tau}$	17,9	10,5	[-]
Výsledná bezpečnost	k_v	3,9	6,7	[-]

Příloha D

Tab. 0.6 – Výsledky statické kontroly hřídele

Dynamický součinitel	K_A	1,5	[-]
Krouticí moment s K_A	M_{kA-A}	954929,7	Nmm
Ohybový moment s K_A	M_{oA-A}	841281	Nmm
Ohybový moment s K_A	M_{oA-A}	1030570,3	Nmm
Ohybové napětí	σ_{oA-A}	73,5	MPa
Smykové napětí	τ_{sA-A}	26,9	MPa
Redukované napětí	σ_{RED}	91,1	MPa
Statická bezpečnost	k_S	5,4	[-]

Tab. 0.7 – Výsledky dynamické kontroly hřídele

Mez únavy	σ_c	301,4	MPa
Vrubový součinitel dle Neubergera	β	2,260	[-]
Neubergerova konstanta	\sqrt{A}	0,33	[-]
Poloměr vrubu	ρ	1,5	mm
Skutečná mez únavy	σ_c^*	72,54	MPa
Součinitel jakosti povrchu	η_p	0,85	[-]
Součinitel velikosti	ε_v	0,64	[-]
Ohybové napětí	σ_{oA-A}	29,9	MPa
Dynamická bezpečnost v ohybu	$k_{d\sigma}$	2,4	[-]
Statická bezpečnost v krutu	$k_{s\tau}$	12,6	[-]
Výsledná bezpečnost	k_v	2,4	[-]

Příloha E

Tab. 0.8 – Parametry ložisek varianta II

Rozměry		Ložisko	
		31315	32315 B
Malý průměr	d	75	75
Velký průměr	D	160	160
Šířka vnitřního kroužku	B	37	55
Maximální šířka	T	40	58
Působíště zatížení	a	48	46
Součinitel	Y	0,72	1,1
Součinitel	e	0,83	0,54
Dynamická únosnost	C	209	336

Tab. 0.9 – Parametry ložisek varianta III

Rozměry		Ložisko	
		32214	32317
Malý průměr	d	70	85
Velký průměr	D	125	180
Šířka vnitřního kroužku	B	31	60
Maximální šířka	T	33,25	63,5
Působíště zatížení	a	28	42
Součinitel	Y	1,4	1,7
Součinitel	e	0,43	0,35
Dynamická únosnost	C	157	402

Tab. 0.10 – Parametry ložisek varianta IV

Rozměry		Ložisko	
		31314	22314 E
Malý průměr	d	70	70
Velký průměr	D	150	150
Šířka vnitřního kroužku	B (2B)	35 (70)	51
Maximální šířka	T	76	-
Působíště zatížení	a	-	-
Součinitel	Y ₁	0,81	2
Součinitel	Y ₂	1,2	3
Součinitel	e	0,83	0,33
Dynamická únosnost	C	319	400

